

ZEITOPTIMALE STEUERUNG UND REGELUNG EINES GREIFERKRANES

DISSERTATION

zur

Erlangung des Grades eines

Doktor-Ingenieurs

der

Abteilung für Elektrotechnik

an der Ruhr-Universität Bochum

von

Arun Mehta  
          

Bombay

Bochum 1987







ZEITOPTIMALE STEUERUNG UND REGELUNG EINES GREIFERKRANES

DISSERTATION

zur

Erlangung des Grades eines

Doktor-Ingenieurs

der

Abteilung für Elektrotechnik

an der Ruhr-Universität Bochum

von

Arun Mehta

Bombay

Bochum 1987

Dissertation eingereicht am 26.11.1987

Mündliche Prüfung am 30.01.1987

Referent: Prof. Dr.-Ing. Unbehauen

Koreferent: Prof. Dr.-Ing. Waller

## Inhaltsverzeichnis

|                                                             | <u>Seite</u> |
|-------------------------------------------------------------|--------------|
| 1. Einleitung                                               | 1            |
| 2. Beschreibung der Krananlage                              | 3            |
| 2.1 Auswahl des Krans                                       | 3            |
| 2.2 Elektrische Ausrüstung                                  | 5            |
| 2.3 Randbedingungen für den Automatikbetrieb                | 6            |
| 3. Bewegungsgleichungen und Eigenschaft des Kranmodells     | 11           |
| 3.1 Modell bei variabler Pendellänge                        | 12           |
| 3.2 Modell bei konstanter Pendellänge                       | 16           |
| 3.3 Systemeigenschaften                                     | 17           |
| 4. Bisherige Lösungsansätze                                 | 18           |
| 4.1 Industriell angewandte Methoden zur Pendel-<br>dämpfung | 19           |
| 4.2 Weitere Lösungsansätze                                  | 29           |
| 5. Ein neuer Lösungsvorschlag                               | 33           |
| 5.1 Greiferbahnoptimierung                                  | 33           |
| 5.1.1 Die Hubbewegung                                       | 35           |
| 5.1.2 Berechnung der Hubzeit                                | 38           |
| 5.1.3 Zeitoptimale Katzbeschleunigung                       | 42           |
| 5.2 Bremsregler                                             | 46           |
| 5.2.1 Orientierungsregler                                   | 46           |
| 5.2.2 Beschleunigungsregler                                 | 47           |
| 5.2.3 Linear optimaler Zustandsregler                       | 49           |
| 5.3 Optimierung                                             | 50           |
| 5.3.1 Anfangswerte                                          | 50           |
| 5.3.2 Ermittlung der optimalen Werte der Parameter          | 54           |
| 5.4 On-line Betrieb                                         | 55           |
| 6. Kransimulator                                            | 56           |

|           |                                        |    |
|-----------|----------------------------------------|----|
| 7.        | Erprobung                              | 60 |
| 7.1       | Krandaten                              | 60 |
| 7.2       | Modellüberprüfung                      | 61 |
| 7.3       | Automatikbetrieb                       | 61 |
| 7.4       | Ermittlung der Seilkräfte an der Katze | 62 |
| 8.        | Zusammenfassung                        | 70 |
| 8.1       | Ergebnisse                             | 71 |
| 8.2       | Vorschläge für weitere Forschung       | 72 |
| Literatur |                                        | 73 |

## Vorwort

Im Folgenden möchte ich mich bei allen Firmen, Institutionen und Personen bedanken, die diese Arbeit unterstützt haben. Dazu gehören

- Professor Dr.-Ing. H. Unbehauen und seine Mitarbeiter, insbesondere Herr Pura und Frau Vollbrecht
- die Friedrich-Ebert-Stiftung
- die Firma Siemens, vor allem die Herren Carbon, Axmann, Sparenborg und Braunecker
- die Firma HEW, Hamburg-Wedel, insbesondere die Herren Sorensen, Maaß und Wollenberg



## Kurzfassung der Dissertation

### Zeitoptimale Steuerung und Regelung eines Greiferkrans von A. Mehta (ESR)

Die zeitoptimale Steuerung bzw. Regelung eines Brückenkrans kann durch folgende Problemstellung formuliert werden: Eine am Seil hängende Last (Pendel) soll in möglichst kurzer Zeit von einem Punkt zu einem anderen Punkt gebracht werden. Dies geschieht durch Veränderung der Seillänge (Hubbewegung) und eine horizontale Bewegung des Aufhängepunktes (Katzbewegung). Dabei sollen Hindernisse im Weg umfahren werden, und die Last soll am Zielpunkt pendelfrei stehen. In der vorliegenden Arbeit wurde dieses Problem für den Fall eines Greiferkrans untersucht, bei dem der beladene Greifer aus einem Schiff herausgehoben und über einen Bunker gefahren wird. Die Lösung dieses Problems erfordert die Erstellung eines mathematischen Modells für die Greiferposition und die Greifergeschwindigkeit, sowie die Optimierung der Beschleunigung der Katze während des Hebens und Bremsens.

Die meisten Greiferkräne bieten keine Möglichkeit, anhand von gemessenen Größen auf die Position und Geschwindigkeit des Greifers zu schließen. Nachgebildet werden diese Größen in der vorliegenden Arbeit mittels eines mathematischen Kranmodells, das in Echtzeit mitläuft.

Gehoben wird so schnell es die Begrenzungen der Hubbeschleunigung und der Hubgeschwindigkeit gestatten. Für die Katze wird mit Hilfe der Euler-Lagrange-Gleichungen die optimale Beschleunigung ermittelt, die bei der Einhaltung des vorgeschriebenen Sicherheitsabstandes zwischen Greifer und Schiff möglich ist.

Beim Bremsen wird der Greifer mittels eines Orientierungs- und eines PD-Reglers für die Greiferbeschleunigung definiert zum Ziel gebracht. Für die Dämpfung der Restpendelung am Ziel wird ein Zustandsregler eingesetzt. Die Orientierungs- und

Beschleunigungs-Regler werden mit dem "Hill Climbing"-Verfahren und der Zustandsregeler durch die Lösung der Riccati-Gleichung optimiert.

Bei der Erprobung an einem 35-Tonnen-Greiferkran zeigte sich, daß dieses neuartige System deutlich schneller als bisherige Methoden und nahezu zeitoptimal ist.

Es wurde außerdem gezeigt, daß sich dieses System mit geringfügigem zusätzlichen Aufwand an Hard- und Software auch als Simulator zur Ausbildung von Kranführern einsetzen läßt.

## 1. Einleitung

Lauf- oder Brückenkräne werden eingesetzt, um Lasten anzuheben und mittels einer horizontalen Fahrbewegung (Katzbewegung) in eine andere Position zu bringen. Eine der wichtigsten Anwendungen dieser Krananlagen stellen Hafenkräne zur Be- und Entladung von Schiffen dar. Der zeitoptimale Betrieb eines derartigen Brückenkrans kann durch folgende Problemstellung formuliert werden:

Eine am Seil hängende Last (Pendel) soll in möglichst kurzer Zeit von einem Punkt zu einem anderen Punkt gebracht werden. Dies geschieht durch Veränderung der Seillänge (Hubbewegung) und eine horizontale Bewegung des Aufhängepunkts (Katzbewegung). Dabei sollen Hindernisse im Weg umfahren werden, und die Last am Zielpunkt pendelfrei stehen. Die Vermeidung derartiger Lastpendelungen stellt bei schnellen Brückenkränen ein schwer zu lösendes Problem dar, denn eine Erhöhung von Geschwindigkeit und Beschleunigung bei der Hub- bzw. Katzbewegung führt - wie später noch gezeigt wird - zu stärkeren Pendelbewegungen.

Mit Hubgeschwindigkeiten bis zu 140 [m/min] und Katzfahrtgeschwindigkeiten bis zu 250 [m/min] sind Hafenkräne die schnellsten Kräne, die in großen Stückzahlen industrielle Anwendung finden [1]. Angesichts der hohen Anliegekosten vor allem von großen Schiffen ist der zeitoptimale Betrieb von Hafenkränen von großer wirtschaftlicher Bedeutung.

Der zeitoptimale Betrieb eines Brückenkrans läßt sich als eine optimale Steuerungs- und Regelungsaufgabe formulieren. Deshalb wurde dieser Optimierungsaufgabe von Seiten der Steuerungs- und Regelungstechnik schon lange größere Aufmerksamkeit geschenkt. Verschiedene Lösungsvorschläge existieren bereits für diese Aufgabe. Nach der Beschreibung einer üblichen Laufkrananlage im Kapitel 2 und der Entwicklung des entsprechenden mathematischen Modells im Kapitel 3 wird im Kapitel 4 bei einer Betrachtung der bisherigen Lösungsansätze gezeigt, daß



bei fast allen manche für den Kranbetrieb unerläßlichen Aspekte wie

- die Hubbewegung,
- die Einhaltung der vorgeschriebenen Sicherheitsabstände zwischen der Last und dem Schiff bzw. den festen Teilen des Krans [1] und
- die Begrenzungen in den Beschleunigungen und Geschwindigkeiten der Hub- und Katzantriebe

nicht berücksichtigt wurden. Dies wird wohl der Grund sein, weswegen die meisten Lösungsvorschläge fast keine Anwendung in der Praxis fanden. Außerdem werden in diesem Kapitel einige Systeme beschrieben, die in der Industrie eingesetzt werden. Diese basieren im wesentlichen auf Lösungsansätzen, die vor über 20 Jahren entwickelt wurden und nicht zeitoptimal sind.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Lösung des oben formulierten Optimierungsproblems unter Berücksichtigung aller notwendigen Rand- und Nebenbedingungen zu finden, die unmittelbar in die Praxis eingesetzt werden kann. Diese Lösung wird im Kapitel 5 erläutert. Mit geringem Aufwand an Hard- und Software läßt sich dieses System auch als Kransimulator zur Ausbildung von Kranführern benutzen, was im Kapitel 6 beschrieben wird. Kapitel 7 enthält die Auswertung der praktischen Versuche, die an einem Hafenkran durchgeführt wurden, und Kapitel 8 eine Zusammenfassung und Vorschläge für weiterführende Behandlung der in dieser Arbeit behandelten Problemstellung.

## 2. Beschreibung der Krananlage

### 2.1 Auswahl des Krans

Wie im Kapitel 1 erwähnt, ist der zeitoptimale Betrieb von Hafenkränen von größer Bedeutung. Deswegen wurde für die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen ein solcher Kran zugrunde gelegt.

Zu den Hafenkränen zählen

- Containerkräne und
- Greiferkräne.

Containerkräne werden zur Be- und Entladung von Containerschiffen und an Lagerplätzen eingesetzt. Greiferkräne werden hauptsächlich zum Entladen von Massengutschiffen benutzt. Dies geschieht wie folgt:

Der offene Greifer wird in das zu entladende Material im Schiff gefahren. Durch das Schließen des Greifers wird Material aufgenommen. Der Greifer wird über einen Bunker gefahren und dort wieder geöffnet. Anschließend wird der offene Greifer zurück ins Schiff gefahren, und der Zyklus wiederholt. Bild 2.1 zeigt eine schematische Darstellung eines Greiferkrans mit Seilzugkatzen. In den weiteren Überlegungen wird "Hauptkatze" einfach als "Katze" abgekürzt.

Für die weiteren Überlegungen wird aus folgenden Gründen der Greiferkran gewählt:

- Der Container wird an mehreren Punkten aufgehängt. Die Gleichungen eines idealen Pendels sind bei dieser Art von Aufhängung nicht mehr anwendbar. Der Greifer wird zwar auch von mehreren Seilen getragen, die sich aber alle in einer Ebene befinden. Der Greifer kann also quer zu der Ebene der Seile fast reibungslos schwingen. Dagegen werden Schwingungen parallel zu dieser Ebene stark gedämpft. In dem mathematischen Modell des Greiferkrans wird daher nur die Schwingung in einer Ebene berücksichtigt.

- Der Container bietet dem Wind eine wesentlich größere Angriffsfläche in der Fahrtrichtung als der Greifer. Vor allem bei leerem Container hätte man kaum Berechtigung, Wind und Luftwiderstand zu vernachlässigen.

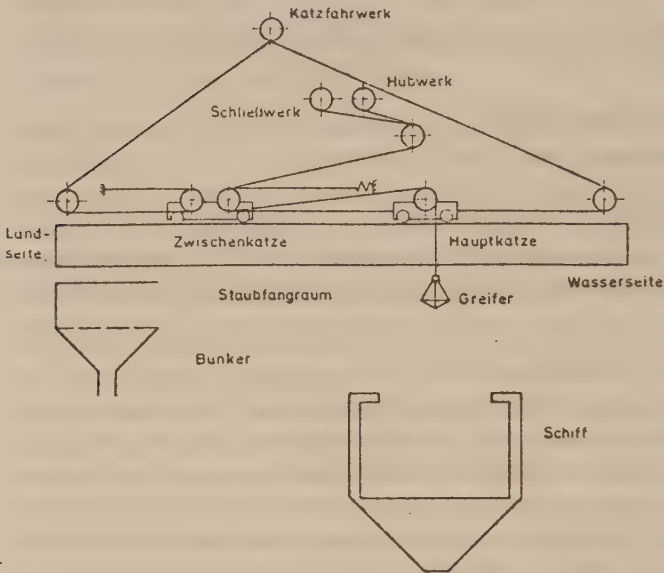


Bild 2.1: Schematische Darstellung eines Greiferkrans

- Container müssen übereinander gestapelt werden, was eine Positioniergenauigkeit im Zentimeterbereich erfordert. Dies stellt vor allem an die Meßgenauigkeit sehr hohe Anforderungen. Dagegen muß der Greifer lediglich über einem größeren Bunker positioniert werden, so daß eine Positioniergenauigkeit von 1 [m] in der Regel ausreicht.

- Container werden häufig umgestapelt, um Zugang zu anderen Containern zu schaffen. Daher spielt bei Containerkränen die reine Fahrzeit in der Berechnung der Umschlagleistung eine viel kleinere Rolle als bei Greiferkränen. Die Optimierung der Fahrzeit hat daher für Greiferkräne größere Bedeutung.
- Der Greiferkran hat einen gleichbleibenden Bewegungszyklus, bei dem die Hindernisse im Weg (Lukenkante des Schiffes, Bunkerante) relativ beständig sind. Die Bewegung von Greiferkränen ist daher leichter zu automatisieren als die von Containerkränen.

## 2.2 Elektrische Ausrüstung

Typisch für die schnellen Greiferkräne sind drehzahlgeregelte Antriebe für die Hub- und Katzbewegung. Bild 2.2 zeigt eine mögliche Erweiterung eines solchen Systems, die der vorliegenden Arbeit zugrundegelegt worden ist. Diese Darstellung zeigt einen drehzahlgeregelten Gleichstromantrieb mit unterlagelter Ankerstromregelung. Folgende Messungen werden vorgenommen und stehen dem Optimierungsrechner zur Verfügung:

- Ankerstrom (mittels Stromwandler),
- Drehzahl (mittels Tachometer) und
- Weg (mittels Winkelkodierer).

Der Drehzahlsollwert kann auf 2 Arten erzeugt werden:

- Im Handbetrieb vom Kranführer über Meisterschalter oder
- im Automatikbetrieb vom Rechner.

Der Hand/Automatik Fußtaster erlaubt jederzeit einen Eingriff des Kranführers. Der Drehzahlsollwert wird dem Drehzahlregelkreis über einen Hochlaufgeber zugeführt, der eine Überschreitung der maximal zulässigen Beschleunigung verhindert und dadurch die Mechanik schont.

### 2.3 Randbedingungen für den Automatikbetrieb

Es gelten die Definitionen

|            |                                                                                                       |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| GB         | ≐ Greiferbreite                                                                                       |
| GH         | ≐ Greiferhöhe                                                                                         |
| BB         | ≐ Bunkerbreite                                                                                        |
| SICHERHEIT | ≐ Vorgeschriebener Sicherheitsabstand zwischen Greifer und den festen Teilen des Krans bzw. Schiffes  |
| SOKX       | ≐ Abstand zwischen Zielposition des Greifers und landseitiger Lukenkante in der horizontalen Richtung |
| SOKY       | ≐ Abstand zwischen Zielposition des Greifers und landseitiger Lukenkante in der vertikalen Richtung   |
| KH         | ≐ Gewünschte Pendellänge am Ziel                                                                      |
| v          | ≐ Istwert Katzgeschwindigkeit                                                                         |
| h          | ≐ Istwert Hubgeschwindigkeit                                                                          |
| b          | ≐ Istwert Katzbeschleunigung                                                                          |
| $b_h$      | ≐ Istwert Hubbeschleunigung                                                                           |
| $u_{hmax}$ | ≐ Maximale Hubgeschwindigkeit                                                                         |
| $v_{max}$  | ≐ Maximale Katzfahrgeschwindigkeit                                                                    |
| $b_{max}$  | ≐ Maximale Katzbeschleunigung                                                                         |
| $b_{hmax}$ | ≐ Maximale Hubbeschleunigung                                                                          |
| s          | ≐ Entfernung der Katze von der Zielposition                                                           |
| l          | ≐ Abstand zwischen Schwerpunkt des Greifers und Umlenkpunkt an der Katze (Pendellänge)                |
| $s_G$      | ≐ Entfernung des Greifers von der Zielposition in der horizontalen Richtung                           |
| $e_l$      | ≐ Maximal zulässiger Fehler am Ziel in der Pendellänge                                                |

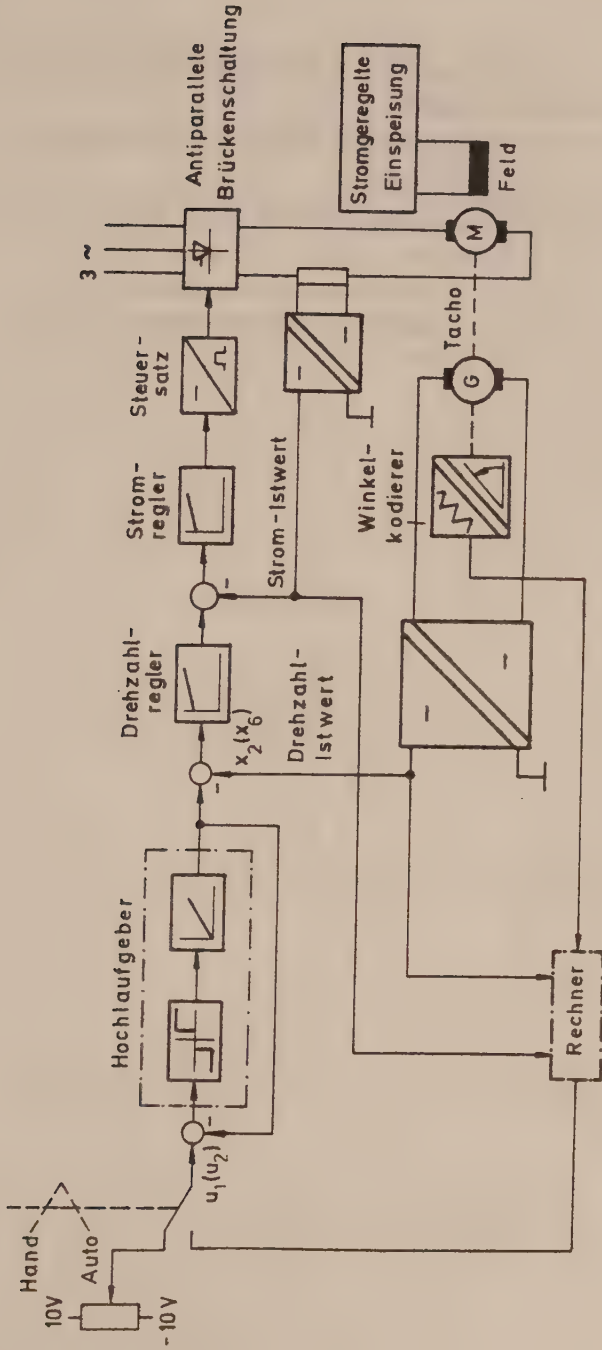


Bild 2.2: Schematische Darstellung der elektrischen Ausrüstung für den Katz- bzw. Hubantrieb  
(Rechner und Hand/Automatikscharter sind in beiden Antrieben dieselben)

|             |           |                                                                                                                          |
|-------------|-----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $e_s$       | $\hat{=}$ | Maximal zulässiger Fehler am Ziel in der Katzposition                                                                    |
| $e_{sG}$    | $\hat{=}$ | Maximal zulässiger Fehler am Ziel in der Greiferposition                                                                 |
| $l_{KANTE}$ | $\hat{=}$ | Maximal zulässige Pendellänge außerhalb des Schiffes                                                                     |
| $s_{KANTE}$ | $\hat{=}$ | Minimal zulässiger Abstand zwischen Zielposition der Katze und Katzposition während der Greifer sich im Schiff befindet. |

Einige dieser Größen sind im Bild 2.3 dargestellt.

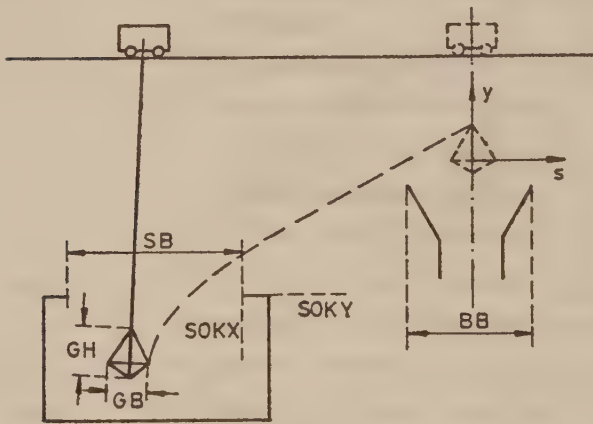


Bild 2.3.: Wichtige Größe für die Bestimmung der Randbedingungen

In der vorliegenden Arbeit wird nur die Fahrt des geschlossenen Greifers aus dem Schiff zum Bunker behandelt. Der gleiche Lösungsweg kann auch bei dem Rückweg angewandt werden.

Wie im Bild 2.1 gezeigt, befindet sich über dem Bunker bei den etwas umweltbewußter konstruierten Anlagen ein Staubfangraum. Deshalb muß das Überspringen des Greifers innerhalb einer vorgegebenen Toleranz gehalten, und die Pendellänge beim Einfahren über den Bunker auf den gewünschten Endwert gehalten werden.

Die Antriebe für die Hub- und Katzbewegungen legen dem Kranbetrieb die Begrenzungen

$$|v| \leq v_{\max} \quad (2.1)$$

$$|h| \leq u_{h\max} \quad (2.2)$$

$$|b| \leq b_{\max} \quad (2.3)$$

$$|b_h| \leq b_{h\max} \quad (2.4)$$

auf. Damit die Rückwand des Staubfangraumes nicht beschädigt wird, müssen die Bedingungen

$$s \leq e_s \quad (2.5)$$

$$s_G \leq e_{sG} \quad (2.6)$$

eingehalten werden. Aus der Geometrie ergeben sich die Randbedingungen

$$s_G < - (BB/2 + GB/2 + SICHERHEIT) \text{ oder } |1 - KH| \leq e_1, \quad (2.7)$$

d.h. bevor der Sicherheitsabstand zum Bunker unterschritten wird, muß der Greifer auf Einfahrtshöhe sein, und

$$l < l_{\text{KANTE}} \text{ oder}$$

$$(s_G < s_{\text{KANTE}}) \text{ und } (s_G > SOKX - SB + GB/2), \quad (2.8)$$

d.h. bei einer Pendellänge, die so groß ist, daß der Sicher-

heitsabstand zum Schiff in der vertikalen Richtung nicht mehr gegeben ist, muß dies durch entsprechende Einschränkung der horizontalen Bewegungsfreiheit gewährleistet werden, mit

$$s_{\text{KANTE}} = \text{SOKX} - \text{GB}/2 - \text{SICHERHEIT} \quad (2.9)$$

$$l_{\text{KANTE}} = \text{KH} - \text{SOKY} - \text{GH}/2 - \text{SICHERHEIT} \quad (2.10)$$

Wie aus Bild 2.3 ersichtlich ist, wird als Nullpunkt für das Koordinatensystem der Mittelpunkt des Greifers am Ziel genommen. Entfernungen zur Landseite bzw. nach oben von diesem Punkt aus werden als positiv betrachtet.

Die Gln. (2.5) bis (2.7) gewährleisten den vorgeschriebenen Sicherheitsabstand zwischen Greifer und Bunker bzw. Staubfangraum und Gl. (2.8) gewährleistet dies zwischen Greifer und Schiff.

### 3. Bewegungsgleichungen und Eigenschaften des Kranmodells

In der vorliegenden Arbeit wird bei der Modellbildung des Greiferkrans die im Kapitel 2 beschriebene Anlage zugrundegelegt. Wie dort erwähnt, ist die erforderliche Positioniergenauigkeit relativ unkritisch, so daß folgende Annahmen gemacht werden können:

- 1) die Katzbewegung ist absolut horizontal;
- 2) die Masse der Seile ist vernachlässigbar verglichen mit der des Greifers;
- 3) der Einfluß der Seilschwingungen auf die Katzgeschwindigkeit ist vernachlässigbar (starke Seilschwingungen treten insbesondere bei Beschleunigung und Verzögerung auf und wirken sich auf den Ankerstrom der Antriebe aus. Wie im Kapitel 7 noch erläutert wird, läßt sich daher im geschlossenen Regelkreis der Ankerstrom als Maß für die Seilkraft an der Katze nicht nehmen);
- 4) die Pendelung des Greifers um seinen Verbindungspunkt zu den Seilen kann vernachlässigt werden (eine solche Pendelung findet zwar statt, wird aber durch das Öffnen des Greifers gedämpft);
- 5) die Greiferbahn liegt in einer senkrechten Ebene (wenn Material aus einem anderen Teil des Schiffes entladen werden soll, wird dann der ganze Kran einschließlich Bunker im Handbetrieb lateral bewegt, so daß im Automatikbetrieb nur die Hub- und Katzbewegung zu betrachten ist);
- 6) der Luftwiderstand darf vernachlässigt werden (der Greifer stellt eine schwere kompakte Masse dar, die gewöhnlich 15 bis 20 [t] Leergewicht beträgt, so daß der Luftwiderstand für die kurze Dauer eines Bewegungsspiels kaum eine Rolle spielt);
- 7) die Ausregelzeit der Drehzahlregelung liegt weit unter der Hochlaufzeit des Hochlaufgebers, so daß bei Auswahl eines Stellgesetzes, das Gln. (2.1) bis (2.4) einhält,

die Antriebe als reine P-Glieder betrachtet werden können, und somit die Beziehungen

$$v = u_v \quad (3.1)$$

$$h = u_h \quad (3.2)$$

gelten, wobei  $u_v$  und  $u_h$  die Sollwerte für die Katz- bzw. Hubgeschwindigkeit darstellen;

- 8) der Pendelwinkel  $\phi$  bleibt während der Fahrt so klein, daß die Approximationen

$$\sin \phi \approx \phi \quad (3.3)$$

$$\phi^2 \approx 0 \quad (3.4)$$

$$\cos \phi \approx 1 \quad (3.5)$$

zulässig sind;

- 9) am Anfang des Automatikbetriebs sind Pendelwinkel  $\phi$  und Winkelgeschwindigkeit vernachlässigbar klein (dafür muß der Kranführer sorgen, die Notwendigkeit für diese Annahme wird im Kapitel 5 erläutert).

### 3.1 Modell bei variabler Pendellänge

Die Gleichungen für die am Greifer wirkende horizontale und vertiakle Kräfte lauten:

$$m_G \ddot{s}_G = - F \sin \phi \quad (3.6)$$

$$m_G \ddot{y}_G = F \cos \phi - m_G g \quad (3.7)$$

mit

$\phi \triangleq$  Pendelwinkel

$m_G \triangleq$  Masse des (evtl. vollen) Greifers

$F \triangleq$  Seilkraft

$g \triangleq$  Erdbeschleunigung

$y_G \triangleq$  Entfernung zwischen Schwerpunkt des Greifers und Umlenkpunkt an der Katze in vertikaler Richtung.

Die Eliminierung von  $F$  aus Gln. (3.6) und (3.7) liefert die Beziehung

$$\ddot{y}_G \sin \phi + \ddot{s}_G \cos \phi + g \sin \phi = 0 \quad (3.8)$$

Aus der Geometrie des Systems (siehe Bild 3.1) folgt

$$s_G = s + l \sin \phi \quad (3.9)$$

$$y_G = -l \cos \phi \quad (3.10)$$

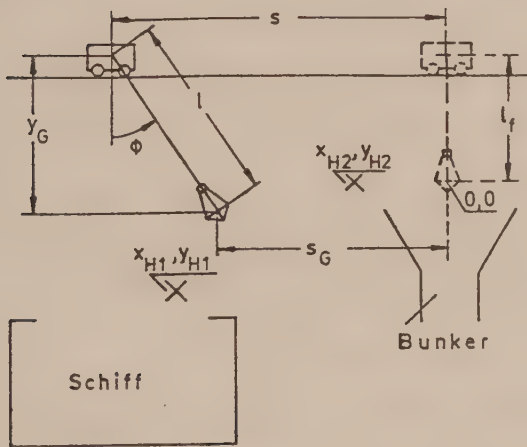


Bild 3.1: Schematisches Modell des Greiferkrans

Die zweimalige Ableitung der Gln. (3.9) und (3.10) nach der Zeit ergibt

$$\dot{s}_G = \dot{s} + \dot{l} \sin \phi + l \dot{\phi} \cos \phi \quad (3.11)$$

$$\ddot{s}_G = \ddot{s} + \sin \phi (\ddot{l} - l \dot{\phi}^2) + \cos \phi (2 \dot{l} \dot{\phi} + l \ddot{\phi}) \quad (3.12)$$

und

$$\ddot{y}_G = \sin \phi (2 \dot{l} \dot{\phi} + l \ddot{\phi}) - \cos \phi (\ddot{l} - l \dot{\phi}^2) . \quad (3.13)$$

Setzt man die Gln. (3.4), (3.12) und (3.13) in Gl. (3.8) ein, so folgt

$$\ddot{s} \cos \phi + 2 \dot{l} \dot{\phi} + l \ddot{\phi} + g \sin \phi = 0 . \quad (3.14)$$

Das Einsetzen der Beziehungen

$$\dot{l} = -h \quad (3.15)$$

$$\dot{s} = v \quad (3.16)$$

$$\dot{v} = b \quad (3.17)$$

$$\dot{\phi} = \omega \quad (3.18)$$

zusammen mit den Gln. (3.3) und (3.5) in Gl. (3.14) ergibt

$$\dot{\omega} = (2 h \omega - b - g \phi) / l . \quad (3.19)$$

Aus Gl. (3.19) läßt sich qualitativ feststellen, daß eine Erhöhung der Katzbeschleunigung  $b$  bei konstanter Hubgeschwindigkeit  $h$  bzw. eine Erhöhung von der Hubgeschwindigkeit  $h$  bei konstanter Beschleunigung  $b$  zu einer Erhöhung von  $|\dot{\omega}|$  und dadurch zu stärkeren Pendelbewegungen führt.

Zur numerischen Lösung werden die Gln. (3.15) bis (3.19) diskretisiert, d.h. in Differenzengleichungen umgeformt. Dazu wird ein genügend kleines Abtastintervall  $T$  so gewählt, daß die Integration nach der Trapezregel

$$x(k+1) \approx x(k) + T(\dot{x}(k+1) + \dot{x}(k)) / 2 \quad (3.20)$$

und die Approximation des Differentialquotienten durch den Rückwärtsdifferentialquotienten

$$b(k+1) = \dot{v}(k+1) \approx (v(k+1) - v(k)) / T \quad (3.21)$$

zulässig sind, wobei  $k$  eine ganze Zahl  $k \geq 0$  und  $x(k)$  den Wert einer beliebigen Variablen  $x$  nach  $k$  Abtastschritten

darstellen. Unter Berücksichtigung der oben unter Punkt 7) gemachten Annahme wird für den Fall einer Abtastregelung vorausgesetzt, daß in jedem Abtastschritt die Geschwindigkeitswerte die jeweiligen Sollwerte vom vorigen Abtastschritt erreicht haben, d.h. es gilt

$$v(k+1) = u_v(k) \quad (3.22)$$

und

$$h(k+1) = u_h(k). \quad (3.23)$$

Werden die Gln. (3.20) bis (3.23) in die Gln. (3.15) bis (3.19) eingesetzt, so erhält man

$$l(k+1) = l(k) - T(u_h(k) + u_h(k-1))/2 \quad (3.24)$$

$$s(k+1) = s(k) + T(v(k+1) + v(k))/2 \quad (3.25)$$

$$\phi(k+1) = \phi(k) + T(\omega(k+1) + \omega(k))/2 \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} \omega(k+1) = & \omega(k) + T(-g\phi(k+1)/l(k+1) + 2h(k+1)\omega(k+1)/l(k+1) \\ & - b(k+1)/l(k+1))/2 \\ & + T(-g\phi(k)/l(k) + 2h(k)\omega(k)/l(k) \\ & - b(k)/l(k))/2. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Berücksichtigt man weiterhin die Gln. (3.21), (3.22) und (3.26) in Gl. (3.27), so folgt

$$\begin{aligned} \omega(k+1) = & ((1 - gT^2/4l(k+1))\omega(k) \\ & - (gT\phi(k) + u_v(k) - u_v(k-1))/2l(k+1) \\ & + (2T\omega(k)u_h(k-1) - u_v(k-1) + u_v(k-2) - gT\phi(k))/2l(k)) \\ & / (1 + gT^2/4l(k+1) - (u_v(k-1) - u_v(k-2))/l(k+1)). \end{aligned} \quad (3.28)$$

Diese diskreten Gleichungen werden benutzt, um die nicht gemessenen Werte von  $\phi$  und  $\omega$  zu berechnen. Details dazu werden im Kapitel 5 diskutiert.

### 3.2 Modell bei konstanter Pendellänge

Wie im Kapitel 2 schon erwähnt, ist es notwendig, daß die Pendellänge beim Einfahren über den Bunker konstant gehalten wird. Ziel der Regelung ist es, den Greifer direkt über dem Bunker in Ruhestellung zu bringen. Die Größen  $s_G$  und  $v_G$ , Abstand vom Zielpunkt bzw. Geschwindigkeit des Greifers in der horizontalen Richtung, sind daher in diesem Bereich von primärem Interesse. Daher werden  $s$ ,  $s_G$  und  $v_G$  als Zustandsgrößen gewählt, ähnlich wie in dem Modell von Hazlerigg [2]. Die Zustandsraumdarstellung des Systems kann anhand der bisher entwickelten Gleichungen leicht abgeleitet werden.

Bei konstanter Pendellänge  $l_f$  gilt nach Gl. (3.15)

$$\dot{i} = -h = 0, \ddot{i} = 0. \quad (3.29)$$

Dies eingesetzt in Gl. (3.19) ergibt

$$\dot{\omega} = -(b + g\phi) / l_f. \quad (3.30)$$

Setzt man die Gln. (3.3) bis (3.5), (3.16) bis (3.18) und (3.29) in die Gln. (3.9), (3.11) und (3.12) ein, so folgt

$$\phi = (s_G - s) / l_f, \quad (3.31)$$

$$\omega = (\dot{s}_G - v) / l_f \text{ und} \quad (3.32)$$

$$\dot{\omega} = (\ddot{s}_G - b) / l_f. \quad (3.33)$$

Werden weiterhin die Gln. (3.30), (3.31) und die Beziehung

$$\dot{s}_G = v_G \quad (3.34)$$

in Gl. (3.33) berücksichtigt, so erhält man

$$\ddot{s}_G = \dot{v}_G = -g\phi = g(s - s_G) / l_f. \quad (3.35)$$

Die Zustandsraumdarstellung wird somit einerseits durch Gl. (3.16) in Verbindung mit Gl. (3.1) sowie andererseits durch die Gln. (3.34) und (3.35) in der Form

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \underline{x} + \underline{b} u_v \quad (3.36)$$

gegeben mit den Beziehungen

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} s \\ s_G \\ v_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}, \underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ g/l_f & -g/l_f & 0 \end{bmatrix} \text{ und } \underline{b} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Gl. (3.36) stellt eine lineare, zeitinvariante Zustandsraumdarstellung des Kranmodells bei konstanter Pendellänge dar.

### 3.3 Systemeigenschaften

Für den Fall, daß nur die im Kapitel 2 aufgeführten Meßgeber vorhanden sind, ist  $x_1 = s$  die einzige meßbare Zustandsgröße, so daß die Ausgangsgröße  $y$  durch die Beziehung

$$y = \underline{c}^T \underline{x} = s \text{ mit } \underline{c}^T = [1 \ 0 \ 0] \quad (3.37)$$

beschrieben werden kann.

Da die Matrix

$$[\underline{b} : \underline{A} \underline{b} : \underline{A}^2 \underline{b}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & g/l_f \\ 0 & g/l_f & 0 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

die Determinante  $-(g/l_f)^2$  und daher einen Rang von 3 hat, ist das System steuerbar [3]. Außerdem gilt

$$\text{Rang} [\underline{c} : \underline{A}^T \underline{c} : (\underline{A}^T)^2 \underline{c}] = \text{Rang} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = 1, \quad (3.39)$$

und hieraus folgt, daß das System nicht beobachtbar ist [3].

#### 4. Bisherige Lösungsansätze

Seit über 10 Jahren werden Systeme für den automatischen Greiferkranbetrieb eingesetzt [4]. Diese lassen sich in 2 Gruppen unterteilen:

- 1) Systeme mit Meßgeber für den Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit
- 2) Systeme ohne entsprechende Meßgeber.

Systeme der Gruppe 1 haben folgende Vorteile gegenüber denen der Gruppe 2:

- weil die Position und die Geschwindigkeit des Greifers anhand der gemessenen Größen einfach ermittelt werden können, ist eine echte Regelung der Greiferposition möglich;
- Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit brauchen am Anfang der Beschleunigungsphase nicht Null zu sein, was die Umschaltung von Hand- auf Automatikbetrieb erleichtert;
- dem Gewicht des beladenen Greifers kann Rechnung getragen werden und bei nicht ganz vollem Greifer kann auch die maximale Motorleistung ausgenutzt werden, um diesen schneller zum Ziel zu bringen;
- die von den Meßgebern für Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit zusätzlich gegebene Information erlaubt den Einsatz von anspruchsvollen Regelalgorithmen, mit deren Hilfe der Durchsatz erhöht werden kann.

Die zuverlässige Messung bzw. Berechnung von Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit ist aber aus folgenden Gründen schwierig:

- eine an der Katze montierte Meßvorrichtung für Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit ist unter den rauen Betriebsbedingungen für einen Hafenkran sehr störanfällig. Außerdem ist bei Seilzugkatzen, die praktisch lediglich aus Rädern

- und Umlenkrollen bestehen, die Anbringung einer entsprechenden Vorrichtung an der Katze ausgeschlossen;
- eine berührungslose Messung der Position und Geschwindigkeit des Greifers, aus denen mit Hilfe der Gln. (3.31) und (3.32) Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit zu berechnen wären, wird durch die häufig gegebenen schlechten Sicht- und Wetterverhältnisse sehr erschwert;
  - der Versuch, anhand der Motordrehmomente auf die Seilkräfte an der Katze zu schließen und daraus Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit zu berechnen, wird durch die Seilschwingungen verhindert.

Gerade weil es Systeme gibt, die auch ohne die o.g. Meßgeber zufriedenstellend arbeiten, werden in der Regel nur noch Kräne ohne Meßgeber gebaut. Daher werden diese im folgenden näher betrachtet.

#### 4.1 Industriell angewandte Methoden zur Pendeldämpfung

Die in der Industrie bis heute bekannten Systeme sind den von Alsop et. al im Jahre 1965 entwickelten Systemen ähnlich [4], [5]. Sie basieren auf der Lösung der Gl. (3.35) mit konstanter Katzbeschleunigung  $b_K$ , die nachfolgend kurz dargestellt wird:

Die zweimalige Ableitung der Beziehung

$$z = s - s_G \quad (4.1)$$

nach der Zeit liefert unter Berücksichtigung der Gln. (3.16) und (3.17)

$$\ddot{z} = b_K - \ddot{s}_G. \quad (4.2)$$

Setzt man die Gln. (4.1) und (4.2) in Gl. (3.35) ein, so folgt

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z - b_K = 0, \quad (4.3)$$

$$\text{mit } \omega_0^2 = g/l_f. \quad (4.4)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung mit Hilfe der Laplace-Transformation liefert

$$\begin{aligned} z(t-t_0) &= b_K/\omega_0^2 + (z(t_0) - b_K/\omega_0^2) \cos \omega_0 t + (\dot{z}(t_0)/\omega_0) \sin \omega_0 t \\ &= b_K/\omega_0^2 + r_K \sin(\omega_0 t + \phi_0), \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\text{mit } r_K^2 = (z(t_0) - b_K/\omega_0^2)^2 + (\dot{z}(t_0)/\omega_0)^2 \quad (4.6)$$

$$\text{und } \phi_0 = \tan^{-1}((z(t_0) - b_K/\omega_0^2)/(\dot{z}(t_0)/\omega_0)). \quad (4.7)$$

Die Ableitung dieser Gleichung ergibt die Beziehung

$$\dot{z}(t-t_0) = \omega_0 r_K \cos(\omega_0 t + \phi_0), \quad (4.8)$$

die zusammen mit Gl. (4.5) schließlich auf die Gleichung

$$(z(t-t_0) - b_K/\omega_0^2)^2 + (\dot{z}(t-t_0)/\omega_0)^2 = r_K^2 \quad (4.9)$$

führt. Sehr anschaulich läßt sich diese Gleichung in einem Koordinatensystem mit der Ordinate  $\dot{z}(t-t_0)/\omega_0$  und der Abszisse  $z(t-t_0)$ , also als Phasenkurve darstellen, wie es Bild 4.1 zeigt.

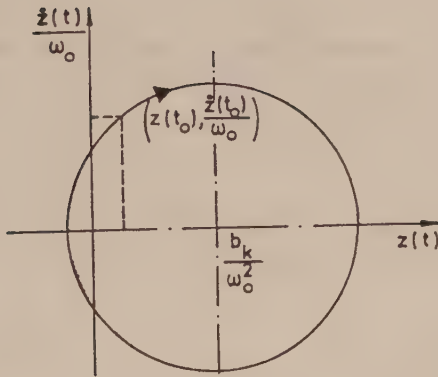


Bild 4.1: Phasendiagramm der Pendelschwingung bei konstanter Beschleunigung  $b_K$  und beliebiger Anfangsbedingungen.

Beginnend im Punkt  $[z(t_0), \dot{z}(t_0)/\omega_0]$  bewegt sich der Punkt  $[z(t-t_0), \dot{z}(t-t_0)/\omega_0]$  kreisförmig mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  um den Punkt  $[b_K/\omega_0^2, 0]$ . Mit dieser Erkenntnis läßt sich das Verhalten des Greifers bei sprunghaftigen Änderungen der Katzbeschleunigung untersuchen. Es gilt

$$T_P = 2\pi/\omega_0, \quad (4.10)$$

wobei  $T_P$  die Zeit für einen Durchlauf der im Bild 4.1 dargestellten Kurve angibt. Unterschiedliche Methoden der Pendeldämpfung werden nachfolgend dargestellt. Durch die Annahme, daß der Pendelwinkel und die Winkelgeschwindigkeit am Anfang Null sind, wird immer im Ursprung des o.g. Koordinatensystems begonnen. Mit  $T_h$  wird die Zeit bezeichnet, welche die Katze benötigt, um von Null auf maximale Geschwindigkeit zu kommen.

### Methode 1

Die Beschleunigung  $b_K$  wird so gewählt, daß die Beziehungen

$$b_K = v_{\max}/nT_P \quad (4.11)$$

und

$$(n-1)T_P < v_{\max}/b_{\max} \leq nT_P \quad (4.12)$$

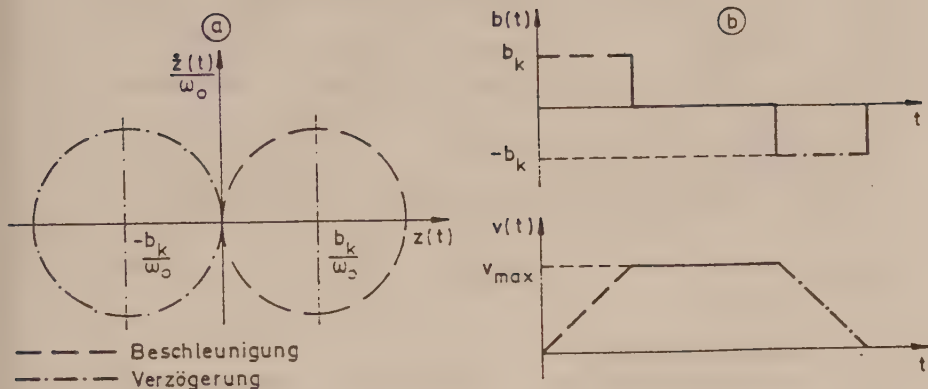
gelten, d.h.

$$T_h = v_{\max}/b_K = nT_P, \quad (4.13)$$

wobei  $n$  eine ganze Zahl  $n \geq 0$  darstellt. Mit der Beziehung gemäß Gl. (4.12) wird gewährleistet, daß  $b_K$  nicht größer als  $b_{\max}$  gewählt wird. Während der Beschleunigungsphase wird der rechte Kreis im Bild 4.2 genau  $n$ -mal durchfahren, so daß an deren Ende

$$z(T_h) = \dot{z}(T_h) = 0 \quad (4.14)$$

gilt. Wird die Gl. (4.14) mit  $T_h = t - t_0$  in die Gln. (4.5) bis (4.9) eingesetzt, so folgt, daß bei einer anschließenden Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit  $v_{\max}$ , d.h.  $b_K = 0$ , die Größen  $r_K$ ,  $z$  und  $\dot{z}$  den Wert Null annehmen. In der Bremsphase beträgt die Verzögerung der Katz  $-b_K$ , wobei der Punkt  $z(t)$ ,  $\dot{z}(t)/\omega_0$  genau  $n$ -mal über den linken Kreis im Bild 4.2 wandert, so daß zum Schluß  $z$  und  $\dot{z}$  wieder Null sind, und der Greifer wieder ruhig steht.



**Bild 4.2:** (a) Phasendiagramm und (b) zeitlicher Verlauf der Katzgeschwindigkeit  $v(t)$  und Katzbeschleunigung  $b(t)$  bei konstanter Beschleunigung  $b_K = v_{\max}/nT_P$  und konstanter Verzögerung  $-b_K$ .

### Methode 2

In der Regel sind Katzfahrantriebe stark genug ausgelegt, so daß

$$T_P > v_{\max}/b_{\max} \quad (4.15)$$

gilt. In diesem Fall ist es möglich, die Hochlaufzeit  $T_h$  wie folgt zu verkürzen:

Es wird mit maximaler Beschleunigung  $b_{\max}$  bis zur Geschwindigkeit  $v_{\max}/2$  gefahren. Anschließend folgt eine Fahrt mit dieser konstanten Geschwindigkeit für eine Zeitdauer  $T_1$ . Danach wird wieder voll beschleunigt, wie im Bild 4.3 dargestellt ist, so daß  $T_h$  sich als

$$T_h = v_{\max}/2b_{\max} + T_1 + v_{\max}/2b_{\max} = T_1 + v_{\max}/b_{\max} \quad (4.16)$$

ergibt.

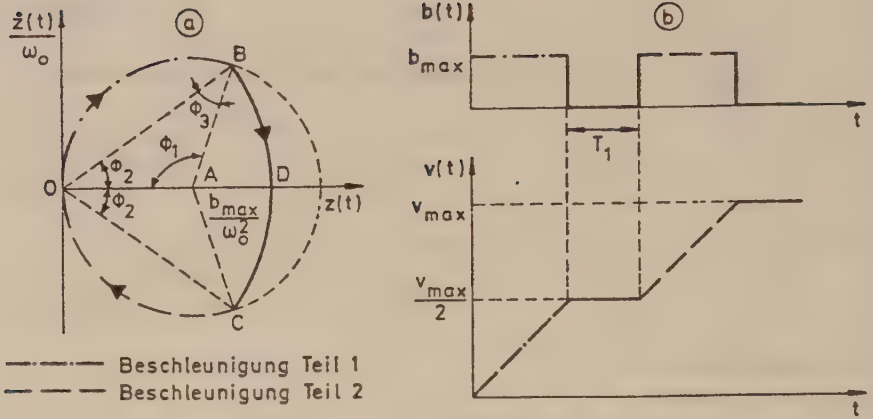


Bild 4.3: (a) Phasendiagramm und (b) zeitlicher Verlauf der Katzgeschwindigkeit  $v(t)$  und Katzbeschleunigung  $b(t)$  während der Beschleunigungsphase bei Beschleunigung in 2 Teilen

Bei rechtzeitiger Umschaltung wird Gl. (4.14) auch bei dieser Art der Beschleunigung eingehalten. Dazu muß  $T_1$  passend bestimmt werden. Es gilt

$$\phi_1 = \int_0^{v_{\max}/(2b_{\max})} \omega_0 dt. \quad (4.17)$$

Unter Berücksichtigung der Gl. (4.10) erhält man als Lösung der Gl. (4.17)

$$\phi_1 = v_{\max} \pi / (b_{\max} T_p). \quad (4.18)$$

Bei der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit bewegt sich der Punkt  $[\dot{z}(t)/\omega_0, z(t)]$  im Bild 4.3 um den Ursprung, d.h. entlang der Bahn  $BDC$ . Im Punkt  $C$  wird wieder auf maximale Beschleunigung umgeschaltet so, daß nach einer Zeit  $v_{\max}/b_{\max}$

sowohl der Ursprung als auch maximale Geschwindigkeit erreicht werden.

In Bild 4.3 bildet OAB ein Dreieck, für das

$$\phi_1 + \phi_2 + \phi_3 = \pi \quad (4.19)$$

gilt. Da der Radius eines Kreises konstant bleibt, folgt

$$AO = AB, \text{ oder} \quad (4.20)$$

$$\phi_2 = \phi_3 = (\pi - \phi_1)/2. \quad (4.21)$$

Aus Überlegungen zur Symmetrie läßt sich feststellen, daß bei einer Wahl des Winkels  $\text{COA} = \phi_2$  sowohl  $z$  als auch  $\dot{z}$  nach der Beschleunigungsphase Null sind.

Da die kreisförmige Bewegung des Punktes  $[z(t), \dot{z}(t)/\omega_0]$  mit einer Winkelgeschwindigkeit von  $\omega_0$  erfolgt, gilt

$$T_1 = 2\phi_2/\omega_0. \quad (4.22)$$

Werden die Gln. (4.18) und (4.21) in Gl. (4.22) eingesetzt, so ergibt sich

$$T_1 = \phi_2 T_P / \pi = (\pi - \phi_1) T_P / 2\pi = (b_{\max} T_P - v_{\max}) / 2b_{\max}. \quad (4.23)$$

Dies eingesetzt in Gln. (4.16) liefert

$$T_h = (T_P + v_{\max}/b_{\max})/2 \quad (4.23)$$

was zusammen mit Gl. (4.15) zu der Beziehung

$$T_h < T_P$$

führt. Gebremst wird ähnlich.

Bei gleichzeitiger Hub- und Katzbewegung läßt sich das Verhalten des Greifers nicht mehr analytisch berechnen [5], so daß

die Umschaltpunkte durch Simulationsuntersuchungen festgelegt werden müssen.

### Methode 3

Ein neues System wurde in [6] vorgestellt. Hier wird für die Beschleunigung ebenfalls die Methode 2 angewandt, aber bei der Bremsung wird völlig auf eine Pendeldämpfung verzichtet, wie aus Bild 4.4 ersichtlich ist.

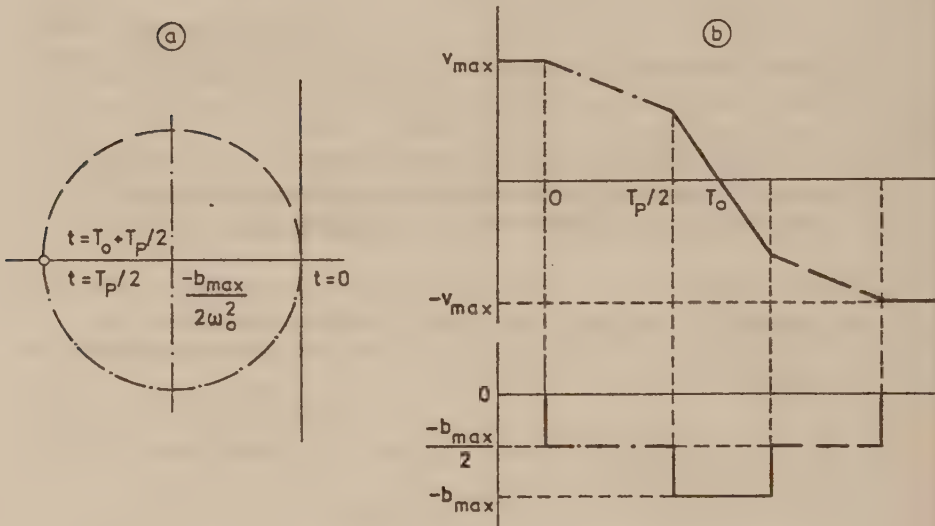


Bild 4.4: (a) Phasendiagramm und (b) zeitlicher Verlauf der Katzgeschwindigkeit  $v(t)$  und Katzbeschleunigung  $b(t)$  während der Bremsphase bei Methode 3

Für die Beschleunigung wird hier ebenfalls die Methode 2 angewandt. Bei der Bremsphase dieser Methode wird als erstes für die halbe Periodendauer  $T_p/2$  mit der Verzögerung  $-b_{\max}/2$

gebremst, d.h. es gilt

$$b_K = -b_{\max}/2. \quad (4.24)$$

Für die nachfolgenden Überlegungen wird der Zeitpunkt, zu dem die Bremsung eingeleitet wird als  $t=0$  gewählt. Da die Beschleunigung nach Methode 2 erfolgt, gilt

$$z(0) = \dot{z}(0) = 0 \quad (4.25)$$

und

$$v(T_P/2) = v_{\max} - b_{\max} T_P/4. \quad (4.26)$$

Werden die Gln. (4.24), (4.25) sowie (4.4) und (4.10) und  $t_0=0$  in die Gln. (4.5) bis (4.7) eingesetzt, so erhält man für  $0 \leq t \leq T_P/2$  die Beziehung

$$z(t) = l_f b_{\max} (\cos(2\pi t/T_P) - 1)/2g \quad (4.27)$$

und daraus

$$\dot{z}(t) = -l_f b_{\max} \sin(2\pi t/T_P)/2g. \quad (4.28)$$

Damit folgt für  $t = T_P/2$

$$z(T_P/2) = -l_f b_{\max}/g \quad (4.29)$$

und

$$\dot{z}(T_P/2) = 0. \quad (4.30)$$

Bis die Katzgeschwindigkeit den Wert  $-v(T_P/2)$  erreicht hat, wird danach mit  $b_K = -b_{\max}$  gefahren. Um den weiteren Verlauf von  $z$  und  $\dot{z}$  zu berechnen, wird  $t_0 = T_P/2$  gewählt. Dies zusammen mit den Gln. (4.30), (4.29) und (4.4) eingesetzt in die Gln. (4.9) und (4.5) liefert für  $T_P/2 < t < T_0$  die Beziehungen

$$r_K = 0, \quad (4.31)$$

$$z(t-T_P/2) = l_f b_{\max}/g \quad \text{und} \quad (4.32)$$

$$\dot{z}(t-T_P/2) = 0. \quad (4.33)$$

Dies eingesetzt in die Ableitung von Gl. (4.1) ergibt

$$v_G(t-T_P/2) = v(t-T_P/2), \quad (4.34)$$

d.h. Katze und Greifer werden gleichmäßig gebremst. Der Zeitpunkt  $t = T_O$ , zu dem die Katze und der Greifer einen Augenblick stehenbleiben, bevor sie sich von dem Bunker wieder entfernen, wird nachfolgend berechnet.

Nach der Umschaltung zum Zeitpunkt  $t = T_P/2$  auf die Verzögerung  $-b_{\max}$  braucht die Katze die Zeit  $v(T_P/2)/b_{\max}$  noch, um zum Stillstand zu kommen. Daher gilt unter Berücksichtigung der Gl. (4.26)

$$T_O = v(T_P/2)/b_{\max} + T_P/2 = v_{\max}/b_{\max} + T_P/4. \quad (4.35)$$

Zuletzt wird wieder mit  $b_K = -b_{\max}/2$  gefahren, bis die Katze die Geschwindigkeit  $-v_{\max}$  erreicht. Aus Gründen der Symmetrie folgt, daß am Ende dieser Phase Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit wieder Null sind.

Bei dieser Methode wird Zeit vor allem dadurch gespart, daß die Katze die ganze Strecke bis zur Bunkermitte nicht fährt, sondern kurz davor stehenbleibt. Je nach der relativen Größe von Greifer und Bunker und der erforderlichen Entladezeit des Greifers verschiebt sich der Zielpunkt so, daß die Zeitersparnis nicht für den allgemeinen Fall berechnet werden kann. Da der Greifer während des Entladevorgangs kräftig beschleunigt wird und in Bewegung ist, könnte es im ungünstigsten Fall passieren, daß der Greifer nur unvollständig über dem Bunker entladen wird.

Allen drei Methoden liegt damit die Annahme zugrunde, daß am

Anfang der Bremsphase der Katze sowohl der Pendelwinkel als auch die Winkelgeschwindigkeit Null sind. Dies wird dadurch gewährleistet, daß dieselben Bedingungen auch für das Ende der Beschleunigungsphase der Katze gelten. Zu diesem Zweck wird

- dieselbe Voraussetzung auch für den Anfang der Beschleunigungsphase gemacht und
- die Katze unabhängig von dem Gewicht des (evtl. vollen) Greifers auf eine vorausberechnete Art beschleunigt.

Diese zusätzlich auferlegten Bedingungen sind keineswegs für den Kranbetrieb notwendig und führen zu Lösungen, die nicht zeitoptimal sind [ 7 ].

#### 4.2 Weitere Lösungsansätze

Seit 1965 wurden viele weitere Lösungsansätze zu dem Problem des zeitoptimalen Laufkranbetriebs veröffentlicht. Daß die Arbeiten [ 8 ] bis [ 25 ] keine Akzeptanz in der Praxis fanden, liegt wohl daran, daß sie eine oder mehrere der folgenden für den Kranbetrieb unerläßlichen Aspekte nicht ausreichend beachteten:

- 1) die Hubbewegung;
- 2) die Begrenzungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung der Hub- und Katzbewegung;
- 3) die Einhaltung des vorgeschriebenen Sicherheitsabstandes zwischen Greifer und Schiff bzw. festen Teilen des Krans [ 1 ];
- 4) die Abschätzung des Pendelwinkels bzw. der Winkelgeschwindigkeit. Da Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit an den meisten Kränen gar nicht gemessen werden, wird häufig ver-

sucht, diese anhand der Seilkräfte an der Katze zu ermitteln. Die Seilkräfte an der Katze werden dementsprechend als Meßgröße oder sogar als Stellgröße betrachtet. Dieses Thema wird ausführlicher im Kapitel 7 behandelt, wobei anhand der an einem Industriekran aufgenommenen Meßergebnisse gezeigt wird, daß diese Vorgehensweise meist unzulässig ist.

Die Tabelle 4.1 zeigt, welche Aspekte in den verschiedenen Lösungsansätzen nicht bzw. unzureichend berücksichtigt wurden. Die Beurteilung "unzureichend" wird wie folgt begründet:

- u1: die Hubbewegung wird über den gesamten Hubweg als konstant angenommen, d.h. die Begrenzung der Hubbeschleunigung wird nicht berücksichtigt,
- u2: das Verfahren setzt eine sehr langsame Änderung der Pendellänge voraus. Beim Greiferkran stellt häufig gerade die Hubbewegung den Engpaß dar, so daß ein Verzicht auf schnellstmögliche Hubbewegung nicht in Frage kommt. Hubgeschwindigkeit und Hubbeschleunigung sind dabei durchaus vergleichbar mit den entsprechenden Werten für die Katzfahrt;
- u3: die Begrenzung der Katzgeschwindigkeit wurde nicht berücksichtigt.

Zusätzlich wichtig ist die Berücksichtigung der Krandynamik. Bei den im Kapitel 1 erwähnten hohen Geschwindigkeiten verfährt die Katze ein Mehrfaches der erforderlichen Positioniergenauigkeit in einer Sekunde, so daß die Abtastzeit weit unter 1 s liegen muß. Der einzige Lösungsvorschlag, der allein deswegen nicht in Frage kommt, ist der von Martensson [26], bei dem die Zeit zur Berechnung einer Bahn als ungefähr 6 min angegeben wurde. Zwar wurde selbst bei diesem sehr interessanten Ansatz die Abschätzung des Pendelwinkels und der Winkel-

geschwindigkeit nicht berücksichtigt, was aber kein großes Problem darstellt, da dies mit dem im Kapitel 5 beschriebenen Verfahren ergänzt werden könnte.

Ebenfalls interessant ist die auf der Methode Martenssons basierende Lösung von Sakawa und Shindo [27]. Dabei werden aber die gleichen zusätzlichen Einschränkungen auferlegt, die für die in Abschnitt 4.1 beschriebenen Methoden gelten, so daß auch diese Lösung nicht zeitoptimal ist.

| Verfahren                      | Hubbewegung | v und b Begrenzung | Sicherheitsabstand | $\phi$ und $\omega$ Abschätzung |
|--------------------------------|-------------|--------------------|--------------------|---------------------------------|
| Dodds [ 8]                     |             | u1                 | n                  |                                 |
| Anselmino und<br>Liebling [ 9] |             | u1                 | n                  |                                 |
| Hippe [ 10]                    | n           |                    |                    |                                 |
| Hazlerigg [ 2]                 | n           |                    |                    |                                 |
| Yamagishi [ 11]                | n           |                    |                    |                                 |
| Kuntze [ 12]                   | u2          |                    | n                  |                                 |
| Kuntze und<br>Strobel [ 13]    |             |                    | n                  | n                               |
| Dörrscheidt [ 14]              |             | u1                 | n                  | n                               |
| Föllinger [ 15]                |             | n                  | n                  | n                               |
| Manson und<br>Zinober [ 16]    | n           |                    |                    | n                               |
| Morishita und<br>Deguchi [ 17] | n           |                    |                    | n                               |
| Hanselmann [ 18]               |             | n                  | n                  |                                 |
| Zinober [ 19]                  | u2          | u3                 |                    | n                               |
| Schmidt [ 20]                  | n           | n                  |                    |                                 |
| Fukuda und<br>Mitsuoka [ 21]   | n           | n                  |                    | n                               |
| Manson [ 22]                   | n           | u3                 |                    |                                 |
| Karihaloo und<br>Parbery [ 23] | n           |                    |                    |                                 |
| Ven [ 24]                      | n           |                    |                    |                                 |
| Auernig [ 25]                  | n           |                    |                    |                                 |

Tabelle 4.1: Nicht berücksichtigte Aspekte des Greiferkranbetriebes bei bisherigen Lösungsansätzen

## 5. Ein neuer Lösungsvorschlag

Wie bereits im Kapitel 1 erwähnt, muß beim Greiferkranbetrieb gewährleistet werden, daß

- die Hindernisse im Wege umfahren werden und
- der Greifer am Ziel ruhig steht.

Die Greiferkranregelung arbeitet zeitoptimal, wenn sie diese Aufgaben möglichst schnell erfüllt. Den o.g. Anforderungen entsprechend besteht der Lösungsansatz aus zwei Teilen, der Greiferbahnoptimierung und dem Entwurf des Premsreglers, die nachfolgend behandelt werden.

### 5.1 Greiferbahnoptimierung

Zwischen dem Greifer und dem Schiff bzw. den festen Teilen des Krans muß ein vorgegebener Sicherheitsabstand eingehalten werden [1]. Dies kann wie folgt mathematisch festgelegt werden: Für jedes Hindernis kann ein Punkt mit den Koordinaten  $(x_H, y_H)$  bestimmt werden, wofür der höchste Punkt des Hindernisses am weitesten entfernt von der Bunkermitte genommen und der Sicherheitsabstand hinzuaddiert wird. Dies zeigt Bild 3.1 für die Schiffskante  $(x_{H1}, y_{H1})$  und die Bunkerkante  $(x_{H2}, y_{H2})$ . Um den Sicherheitsanforderungen zu genügen, darf sich der Greifer nicht gleichzeitig unterhalb und landseitig dieses Punktes befinden. Dies kann durch die Einhaltung der Bedingung

$$-y_G < y_H \text{ oder } s_G \leq x_H \quad (5.1)$$

gewährleistet werden, mit

$$y_H = KH - y_H^* \quad (5.2)$$

Wie bereits im Kapitel 2 erwähnt, stellt KH die gewünschte Pendellänge am Ziel dar. Bei Beschleunigung des Greifers in Rich-

tung Bunker gilt  $\ddot{s}_G > 0$ . Da  $|\phi|$  aus mechanischen Gründen niemals Werte größer als  $\pi/2$  annehmen kann, gilt in diesem Fall gemäß den Gln. (3.6) und (3.9)  $\phi < 0$  und  $s > s_G$ . Ebenfalls gilt nach Gl. (3.10)  $l > -y_G$ . Daher stellt die Bedingung

$$l < y_H \text{ oder } s \leq x_H \quad (5.3)$$

eine strengere, dafür aber mathematisch einfacher handhabbare Anforderung als Gl. (5.1) dar.

Danach definieren die Gln. (2.7) und (2.8) zwei solche Punkte, wobei

$$x_{H1} = BB/2 + GB/2 + \text{SICHERHEIT}, \quad (5.4)$$

$$y_{H1} = -e_1, \quad (5.5)$$

$$x_{H2} = s_{\text{KANTE}} \text{ und} \quad (5.6)$$

$$y_{H2} = KH - l_{\text{KANTE}} \quad (5.7)$$

gilt. Zur Einhaltung der Sicherheitsabstände wird für jedes Hindernis wie folgt vorgegangen:

Als erstes wird die Zeit  $t_H$  berechnet, die vergehen muß, bevor das Hindernis durch die Hubbewegung überschritten wird, d.h.

$$l(t_H) = y_H. \quad (5.8)$$

In der Zeit  $t \leq t_H$  darf die Katzposition  $s$  den Wert  $x_H$  nicht übersteigen. Damit die Katze möglichst schnell in Richtung Bunker fährt, muß sichergestellt werden, daß die Katze in dieser Zeit so nahe wie möglich an diesen Punkt herankommt und mit der höchstmöglichen Geschwindigkeit in Richtung Bunker fährt, so daß die Größen  $x_H - s(t_H)$  und  $v_{\max} - v(t_H)$  den jeweils möglichst kleinsten, positiven Wert annehmen. Für eine zeitoptimale Fahrweise muß daher die Katzbeschleunigung  $b_{\text{opt}}$  berechnet werden, so daß die Bedingungen

$$x_H - s(t_H) \geq 0 \text{ und} \quad (5.9)$$

$$v_{\max} - v(t_H) \geq 0 \quad (5.10)$$

eingehalten werden, und gleichzeitig die Größen  $x_H - s(t_H)$  und  $v_{\max} - v(t_H)$  minimiert werden. Die Katze wird mit der kleinsten Beschleunigung gefahren, die unter Berücksichtigung aller Hindernisse auf diese Art berechnet wird.

Die Berechnung von  $t_H$  erfordert eine nähere Betrachtung der Hubbewegung.

### 5.1.1 Die Hubbewegung

Die Höhe des Greifers beim Entladen über dem Bunker wird Einfahrhöhe genannt. Solange der Greifer sich unterhalb der Einfahrhöhe befindet, darf er ungehindert gehoben werden. Andererseits läßt sich aus Gl. (5.3) schließen: Je höher der Greifer steht, desto weniger braucht die Katzbewegung eingeschränkt zu werden. Daher ist es zweckmäßig, den Greifer möglichst schnell zu heben. Dafür wird der Sollwert der Hubgeschwindigkeit  $u_h$  unabhängig von dem Hubweg  $L$  gemäß der Kurve auf Bild 5.1 ermittelt, zu

$$L = 1 - KH. \quad (5.11)$$

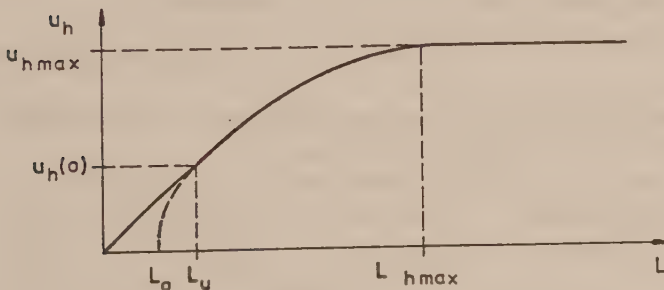


Bild 5.1: Zusammenhang zwischen Sollhubgeschwindigkeit  $u_h$  und Hubweg  $L$

$L_{hmax}$  stellt den Hubweg dar, der bei maximaler Hubgeschwindigkeit für die Bremsung nötig ist. Gebremst wird zunächst mit maximaler Verzögerung  $-b_{hmax}$ . Um dabei sicherzustellen, daß die Hubbewegung genau bei  $L=0$  beendet wird, muß die Hubgeschwindigkeit  $h$  stets den Wert  $\sqrt{(2b_{hmax}L)}$  annehmen, so daß die  $u_h/L$ -Kurve entsprechend parabelförmig verlaufen muß. Die Steilheit dieser Kurve nimmt bei kleiner werdendem Hubweg ständig zu und wäre bei  $L=0$  unendlich groß. Daher wird für  $L \leq L_u$  auf eine lineare Kurve umgeschaltet, so daß

$$u_h = c L \quad (5.12)$$

gilt, wobei  $c$  eine Konstante darstellt. Die Größen  $L_{hmax}$ ,  $L_u$ ,  $L_b$  und  $c$  werden wie folgt berechnet:

Der Umschaltzeitpunkt von parabolischer auf lineare Bremsung wird willkürlich als  $t=0$  gewählt. Danach gilt

$$L(0) = L_u. \quad (5.13)$$

Aus den Gln. (3.2), (3.15), (5.11) und (5.12) ergibt sich

$$\dot{L} = -c L. \quad (5.14)$$

Die Lösung der Differentialgleichung, Gl. (5.14), liefert unter Berücksichtigung der Gl. (5.13) die Beziehung

$$L(t) = L_u e^{-ct}. \quad (5.15)$$

Die zweimalige Ableitung dieser Beziehung unter Berücksichtigung der Gln. (5.12) und (5.14) ergibt

$$u_h(t) = cL_u e^{-ct} \quad \text{und} \quad (5.16)$$

$$\dot{u}_h(t) = -c^2 L_u e^{-ct}. \quad (5.17)$$

Bei  $t = 0$ - wird noch mit maximaler Verzögerung  $-b_{hmax}$  gebremst. Damit sich die Beschleunigung nicht sprunghaft ändert, gilt

$$\dot{u}_h(0) = -b_{hmax}. \quad (5.18)$$

Zusammen mit Gl. (5.17) ergibt sich daraus

$$b_{hmax} = c^2 L_u. \quad (5.19)$$

Gewählt wird

$$u_h(0) = n b_{hmax} T, \quad (5.20)$$

d.h. die Umschaltung erfolgt zu einem Zeitpunkt, in dem bei einer unveränderten Verzögerung die Hubgeschwindigkeit nach n weiteren Abtastschritten T auf Null zurückgegangen wäre. Der Wert von n wird mit Hilfe der Simulation der Hubbewegung festgelegt.

Aus den Gln. (5.13), (5.16), (5.19) und (5.20) lassen sich die Beziehungen

$$u_h(0) = c L_u = n b_{hmax} T, \quad (5.21)$$

mit

$$c = 1/nT \quad (5.22)$$

und

$$L(0) = L_u = b_{hmax}/c^2 \quad (5.23)$$

herleiten.

Aus Bild 5.1 läßt sich entnehmen, daß die Punkte  $(L_0, 0)$ ,  $(L_{bhmax}, u_{hmax})$  und  $(L_u, u_h(0))$  auf der Parabel

$$L(t) - L_0 = u_h(t)^2 / 2b_{hmax} \quad (5.24)$$

liegen. Der Einsatz der Gln. (5.21) und (5.23) ergibt

$$L_0 = L(0) - (cL_u)^2 / 2b_{hmax} = L_u - (L_u/2) (c^2 L_u / b_{hmax}) = L_u/2 \quad (5.25)$$

und

$$L_{bhmax} = (u_{hmax})^2 / 2b_{hmax} + L_0. \quad (5.26)$$

Wie im Kapitel 2 erwähnt, wird der Sollwert der Hubgeschwindigkeit dem Hubantrieb über einen Hochlaufgeber zugeführt, der die maximale Beschleunigung auf  $b_{hmax}$  begrenzt. Solange die Hubgeschwindigkeit  $h$  unterhalb des  $u_h$  Wertes liegt, wird sie mit der maximalen Hubbeschleunigung  $b_{hmax}$  erhöht. Danach bleiben Soll- und Istwert der Hubgeschwindigkeit gleich, und die Hubgeschwindigkeit wird gemäß der Kurve auf Bild 5.1 genau auf Einfahrhöhe zu Null.

#### 5.1.2 Berechnung der Hubzeit

Zu einem beliebigen Zeitpunkt  $t_1$  muß der Zeitpunkt  $t_H$  berechnet werden, zu dem Gl. (5.8) gilt. Werden die Gln. (5.2) und (5.11) in Gl. (5.8) eingesetzt, so erhält man

$$L(t_H) = -y_H. \quad (5.28)$$

Für die Berechnung von  $t_H$  muß zwischen zwei Fällen unterschieden werden, die beide im Bild 5.2 dargestellt sind.

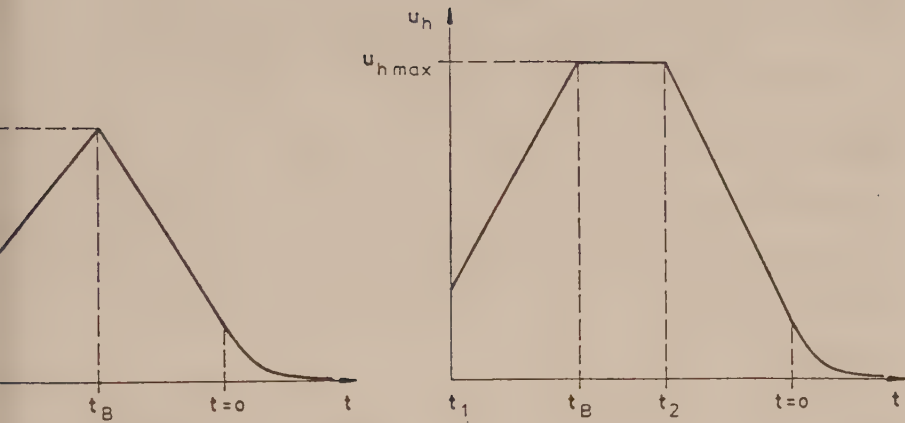


Bild 5.2: Zeitlicher Verlauf der Hubgeschwindigkeit  $u_h$  ohne (Fall 1) und mit (Fall 2) Erreichen der maximalen Hubgeschwindigkeit  $u_{hmax}$

Fall 1:  $L(t_1) - L_{bhmax} < ((u_{hmax})^2 - h(t_1)^2)/2b_{hmax}$  (5.29)

In diesem Fall muß der Hubantrieb gebremst werden, bevor die maximale Hubgeschwindigkeit erreicht wird. Die maximale Hubgeschwindigkeit  $h_B$ , der Zeitpunkt  $t_B$ , zu dem sie erreicht wird, und der Hubweg  $L_B = L(t_B)$  lassen sich wie folgt berechnen:

Die Bremsung erfolgt nach der Parabel von Gl. (5.24), so daß

$$L_B - L_0 = (h_B)^2 / 2b_{hmax}$$

gilt. In der Beschleunigungsphase wird der Weg

$$L(t_1) - L_B = ((h_B)^2 - h(t_1)^2) / 2b_{hmax} \quad (5.30)$$

zurückgelegt. Die Addition dieser Gleichungen liefert die Beziehung

$$h_B^2 = b_{hmax}(L(t_1) - L_0) + h(t_1)^2/2. \quad (5.31)$$

Damit lassen sich auch die Werte

$$t_B = (h(0) - h_B)/b_{hmax}, \quad (5.32)$$

$$t_1 = t_B - (h_B - h(t_1))/b_{hmax}, \quad \text{und} \quad (5.33)$$

$$L_B = L(t_1) - (t_B - t_1)(h_B + h(t_1))/2 \quad (5.34)$$

berechnen.

$$\text{Fall 1.1: } L(t_1) \geq l(t_H) \geq L_B. \quad (5.35)$$

In diesem Fall wird das Hindernis schon während der Beschleunigungsphase überschritten, und es gilt

$$h(t_H)^2 - h(t_1)^2 = 2b_{hmax}(L(t_1) - L(t_H)), \quad \text{oder} \quad (5.36)$$

$$h(t_H)^2 = h(t_1)^2 + 2b_{hmax}(L(t_1) - L(t_H)) \quad \text{und} \quad (5.37)$$

$$t_H = (h(t_H) - h(t_1))/b_{hmax}. \quad (5.38)$$

$$\text{Fall 1.2: } L_B > L(t_H) \geq L_u. \quad (5.39)$$

Das Hindernis wird hier erst während der Bremsphase der Hubbewegung überschritten, so daß die Beziehungen

$$h(t_H)^2 = u_h(0)^2 + 2b_{hmax}(L(t_H) - L_0) \quad \text{und} \quad (5.40)$$

$$t_H = (u_h(0) - h(t_H))/b_{hmax} \quad (5.41)$$

gelten.

$$\text{Fall 1.3: } L_u > L(t_H). \quad (5.42)$$

Aus Gl. (5.15) folgt

$$t_H = -\ln(L(t_H)/L_u)/c. \quad (5.43)$$

Fall 2: Hier gilt die Beziehung nach Gl. (5.29) nicht, so daß die maximale Hubgeschwindigkeit  $u_{hmax}$  erreicht wird; die Größen  $t_B$  und  $L_B$  können dann wie folgt berechnet werden:

$$t_B = t_1 + (u_{hmax} - h(t_1))/b_{hmax} \quad \text{und} \quad (5.44)$$

$$L_B = L(t_1) - t_B(u_{hmax} + h(t_1))/2. \quad (5.45)$$

Die Bremsung beginnt zum Zeitpunkt  $t_2$ , mit

$$t_2 = (u_h(0) - u_{hmax})/b_{hmax} \quad (5.46)$$

und

$$L(t_2) = L_0 - t_2(u_{hmax} + u_h(0))/2. \quad (5.47)$$

$$\text{Fall 2.1: } L(t_1) \geq L(t_H) \geq L_B \quad (5.48)$$

$t_H$  wird wie bei Fall 1.1 berechnet.

$$\text{Fall 2.2: } L(t_2) \leq L(t_H) < L_B \quad (5.49)$$

Das Hindernis wird hier in der Phase überschritten, zu der die Hubgeschwindigkeit konstant auf  $u_{hmax}$  ist, so daß

$$t_H = t_B + (L_B - L(t_H))/u_{hmax} \quad (5.50)$$

gilt.

$$\text{Fall 2.3: } L(t_2) > L(t_H) \geq L_u. \quad (5.51)$$

Die Berechnung von  $t_H$  erfolgt wie bei Fall 1.2.

$$\text{Fall 2.4: } L_u > L(t_H). \quad (5.52)$$

$t_H$  wird wie bei Fall 1.3 berechnet.

### 5.1.3 Zeitoptimale Katzbeschleunigung

Anhand von

$$t_R = t_H - t_1 \quad (5.53)$$

und

$$s_R = x_H - s(t_1), \quad (5.54)$$

wobei  $t_R$  die Zeit bis zur Überschreitung des Hindernisses und  $s_R$  den maximalen Weg darstellen, den die Katze in dieser Zeit in Richtung Bunker zurücklegen darf, läßt sich die zeitoptimale Katzbeschleunigung  $b(t_1)$  wie folgt berechnen:

Es muß wieder zwischen zwei Fällen unterschieden werden.

Fall a: Dabei gelten die Beziehungen

$$s_R > t_R(v_{\max} + v(t_1))/2, \quad (5.55)$$

$$t_R > (v_{\max} - v(t_1))/b_{\max} \quad \text{und} \quad (5.56)$$

$$v_{\max} > v(t_1). \quad (5.57)$$

In diesem Fall können die Anforderungen gemäß den Gln. (5.9) und (5.10) erfüllt werden, indem die Katze mit einer konstanten Beschleunigung bis zur maximalen Geschwindigkeit  $v_{\max}$  hochgefahren und dann bis  $t = t_H$  konstant gefahren wird. Mit  $t_M(b_C)$  wird die Zeit bezeichnet, die die Katze bei konstanter Beschleunigung  $b_C$  braucht, um die maximale Geschwindigkeit  $v_{\max}$  zu erreichen und mit  $s_m(b_C)$  die Strecke, die die Katze in der Zeit  $t_R$  bei dieser Fahrweise zurücklegt. Daraus folgt

$$t_M(b_C) = (v_{\max} - v(t_1))/b_C. \quad (5.58)$$

Wie noch gezeigt wird, gilt

$$t_R > t_M(b_C). \quad (5.59)$$

Daraus ergibt sich

$$s_M(b_C) = t_M(b_C)(v_{\max} + v(t_1))/2 + v_{\max}(t_R - t_M(b_C)). \quad (5.60)$$

Falls die Beziehung  $s_M(b_{\max}) < s_R$  gilt, kann die Katze niemals die Strecke  $s_R$  in der Zeit  $t_R$  zurücklegen, so daß die Beziehung

$$b_{\text{opt}} = b_{\max} \quad (5.61)$$

gilt. Ansonsten können die Anforderungen

$$x_H - s(t_H) = 0 \quad \text{und} \quad (5.62)$$

$$v_{\max} - v(t_H) = 0 \quad (5.63)$$

erfüllt werden, indem die Katze mit der Beschleunigung  $b_C$  gefahren wird, die man durch Einsetzen der Beziehung

$$s_M(b_C) = s_R \quad (5.64)$$

in Gl. (5.60) erhält. Daraus ergibt sich

$$t_M(b_C) = 2(v_{\max} t_R - s_R)/(v_{\max} - v(t_1)). \quad (5.65)$$

Diese Beziehung eingesetzt in Gl. (5.58) liefert

$$b_{\text{opt}} = b_C = (v_{\max} - v(t_1))^2 / 2(v_{\max} t_R - s_R). \quad (5.66)$$

Der Einsatz der Gl. (5.65) in Gl. (5.59) führt zu dem Ergebnis, daß die Bedingungen nach Gln. (5.55) und (5.59) identisch sind.

Fall b: Falls mindestens eine der Bedingungen entsprechend Gln. (5.55) bis (5.57) nicht gilt, kann die zeitoptimale Katzbeschleunigung  $b_{\text{opt}}(t_1)$  mit Hilfe der Euler-Lagrange Gleichungen [28] berechnet werden. Mit

$$t' = t - t_1 \quad (5.67)$$

werden die Systemgleichungen

$$\begin{aligned} \dot{s}(t') &= v(t') \\ \dot{x}'' &= \\ \dot{v}(t') &= b(t') \end{aligned} \quad (5.68)$$

aufgestellt. Minimiert wird das Gütekriterium

$$F = \int_0^{t_R} b^2 dt' \stackrel{!}{=} \text{Min.} \quad (5.69)$$

Die Systemgleichungen nach Gl. (5.68) werden als Nebenbedingungen mit Hilfe der Lagrange-Multiplikatoren  $z_1$  und  $z_2$  in das Gütefunktional einbezogen. Dies ergibt das Langrange-Funktional

$$G = -(b^2 - z_1(\dot{s} - v) - z_2(\dot{v} - b))$$

und das Gütekriterium

$$I = \int_0^{t_R} -G dt' \stackrel{!}{=} \text{Min.}$$

Werden die Euler-Lagrange Gleichungen eingesetzt, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \partial G / \partial b &= 0; \quad \partial G / \partial s = -\dot{z}_1; \quad \partial G / \partial v = -\dot{z}_2, \quad \text{oder} \\ -2b - z_2 &= 0; \quad -\dot{z}_1 = 0; \quad -\dot{z}_2 = -z_1, \end{aligned} \quad (5.70)$$

die zusammen zum Ergebnis

$$b_{\text{opt}}(t') = a_1 t' + a_2, \quad (5.71)$$

$$v(t') = a_1 t'^2/2 + a_2 t' + a_3 \quad (5.72)$$

und

$$s(t') = a_1 t'^3/6 + a_2 t'^2/2 + a_3 t' + a_4, \quad (5.73)$$

führen, wobei  $a_1$  bis  $a_4$  Konstante darstellen. Werden die Anfangs- und Endbedingungen

$$\begin{aligned} v(0) = a_3 = v(t_1), \quad s(0) = a_4 = s(t_1), \quad v(t_R) = v_{\text{max}} \quad \text{und} \\ s(t_R) = s(t_1) + s_R \end{aligned} \quad (5.74)$$

in die Gln. (5.72) und (5.73) eingesetzt, so ergibt sich

$$v_{\text{max}} - v(t_1) - a_2 t = a_1 t'^2/2 \quad (5.75)$$

und

$$s_R - a_2 t'^2 - v(t_1) t' = a_1 t'^3/6. \quad (5.76)$$

Wird die Gl. (5.75) mit  $t'/3$  multipliziert und durch Gl. (5.76) dividiert, so folgt bei  $t' = 0$

$$b_{\text{opt}}(t_1) = a_2 = 6s_R/t_R^2 - (v_{\text{max}} + 2v(t_1))/t_R. \quad (5.77)$$

Falls  $m$  solche Hindernisse  $(x_1, y_1)$  bis  $(x_m, y_m)$  vorhanden sind, werden - wie oben beschrieben - entsprechend  $m$  Beschleunigungswerte  $b_{\text{opt}1}$  bis  $b_{\text{opt}m}$  berechnet und der kleinste von  $b_{\text{max}}$ ,  $b_{\text{opt}1}$  bis  $b_{\text{opt}m}$  genommen. Falls das Ergebnis positiv ist und die Katze schon auf maximaler Geschwindigkeit sein sollte, wird die Katze mit konstanter Geschwindigkeit weitergefahren. Dies gilt aus Sicherheitsgründen auch für den Fall, daß das Ergebnis negativ wird und der Greifer im Schiff sein sollte.

## 5.2 Bremsregler

Sobald die Entfernung der Katze von Ziel  $|s|$  den Wert

$$s_B = (v_{\max})^2 / b_{\max} \quad (5.78)$$

unterschreitet, wird der Bremsregler eingeschaltet. Bis die Hindernisse alle überwunden worden sind, gilt die in Abschnitt 5.1 berechnete Katzbeschleunigung  $b_{\text{opt}}$  als obere Grenze für den Bremsregler. Zur schnellen Positionierung des Greifers und zur Pendeldämpfung am Ziel wird ein aus drei Teilen bestehender Regler eingesetzt.

Für eine zeitoptimale Fahrweise muß der Greifer möglichst schnell zum Ziel gebracht werden. Im Gegensatz zu der Hubbewegung kann hier nicht mit konstanter Beschleunigung und Verzögerung gearbeitet werden, d, wie im Abschnitt 5.2.2 erläutert wird, die Greiferbeschleunigung nur sehr langsam beeinflußt werden kann. Daher wird mit Hilfe eines Beschleunigungsreglers die Greiferbeschleunigung linear zu Null geführt, so daß gleichzeitig die Geschwindigkeit und die Position des Greifers ebenfalls zu Null werden. Damit der Greifer gebremst wird, muß er, wie unter Abschnitt 5.2.1 gezeigt wird, landseitig der Katze sein. Dazu wird vor dem Beschleunigungsregler der Orientierungsregler eingesetzt. Für die Dämpfung der Restpendelung am Ziel wird zum Schluß ein linearer Zustandsregler angewandt, der ein quadratisches Gütekriterium optimiert. Diese Regler und die Kriterien für die Umschaltung von einem Regler zum nächsten werden nachfolgend ausführlicher behandelt.

### 5.2.1 Orientierungsregler

Der Greifer wird gebremst, wenn  $\bar{s}_G < 0$ , oder nach Gl. (3.35)  $s_G < s$  gilt, d.h. wenn sich der Greifer landseitig der Katze befindet. Um dies zu erreichen, wird ein linearer Zustandsregler der Form

$$u_v(k) = f_1 s(k) + f_2 s_G(k) + f_3 v_G(k) \quad (5.79)$$

eingesetzt. Mit  $f_1 < 0$  wird erreicht, daß sich die Katze in Richtung Bunker bewegt. Dagegen sorgen  $f_2, f_3 > 0$  dafür, daß die Katze langsamer wird, wenn der Greifer zurückbleibt (d.h. wenn  $v_G$  und  $s_G - s$  kleiner werden), und wieder beschleunigt wird, wenn der Greifer sie überholt. Damit wird die günstige Orientierung erreicht, die der Beschleunigungsregler braucht, um den Greifer am Ziel zum Stillstand zu bringen. Für die Umschaltung vom Orientierungs- auf den Beschleunigungsregler wird ein Kriterium angewandt, das am Ende des nachfolgenden Abschnitts dargestellt wird.

### 5.2.2 Beschleunigungsregler

Für die Überlegungen in diesem Abschnitt wird willkürlich der Zeitpunkt, zu dem der Greifer das Ziel erreicht als  $t = 0$  gewählt, d.h.

$$s_G(0) = 0 \quad (5.80)$$

gesetzt. Damit der Greifer an diesem Punkt stehenbleibt, muß gewährleistet werden, daß für  $t \geq 0$  für die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Greifers

$$v_G(t) = 0 \quad (5.81)$$

und

$$b_G(t) = 0 \quad (5.82)$$

gilt. Aus den Gln. (3.16) und (3.35) läßt sich qualitativ feststellen, daß die Greiferbeschleunigung  $b_G$  durch Veränderung der Katzgeschwindigkeit  $v$  nur sehr langsam verändert werden kann. Daher wird für die Sollgreiferbeschleunigung  $B_G$  für  $t \leq 0$  die Funktion

$$B_G(t) = c_1 t \quad (5.83)$$

gewählt, die langsam zu Null wird. Bei geeigneter Wahl der Konstanten  $c_1$  kann gewährleistet werden, daß auch die Anforderungen nach den Gln. (5.80) und (5.81) erfüllt werden. Unter der Annahme, daß Soll- und Istgreiferbeschleunigung gleich sind und die Anforderungen nach Gln. (5.80) und (5.81) bei  $t = 0$  eingehalten werden, gilt für  $t \leq 0$

$$v_G(t) = c_1 t^2/2 \quad (5.84)$$

und

$$s_G(t) = c_1 t^3/6. \quad (5.85)$$

Aus den Gln. (5.84) und (5.85) ergibt sich

$$c_1 = 2(v_G)^3/9(s_G)^2. \quad (5.86)$$

Durch die Eliminierung von  $c_1$  und  $t$  aus den Gln. (5.83) bis (5.85) erhält man als Sollwert der Greiferbeschleunigung

$$B_G(t) = 2 v_G(t)^2/(3 s_G(t)). \quad (5.87)$$

Die Gln. (3.35) und (5.87) liefern den Ist- bzw. Sollwert der Greiferbeschleunigung. Damit kann ein diskreter PD-Regler der Form

$$u_v(k) = u_{vb}(k) = v_G(k) + b_G(k) T + f_4(b_G(k) - B_G(k)) - 0.1f_4(b_G(k-1) - B_G(k-1)) \quad (5.88)$$

entworfen werden, wobei  $f_4$  eine negative Konstante darstellt, die als Stellgröße die Sollgeschwindigkeit der Katze liefert.

Je niedriger der Wert von  $c_1$ , desto langsamer erreicht der Greifer sein Ziel. Andererseits darf er aus den Überlegungen zu Gl. (5.83) auch nicht zu hoch sein. Deshalb wird für die Umschaltung vom Orientierungsregler zum Beschleunigungsregler

der Zeitpunkt gewählt, zu dem

$$c_1 = 2(v_G)^3/9(s_G)^2 > b_{\max}/T_P \quad (5.89)$$

gilt.

### 5.2.3 Linear optimaler Zustandsregler

Sobald sich der Greifer innerhalb der Toleranzgrenzen  $e_{SG}$  für die Greiferpositionierung befindet, wird auf einen linearen Zustandsregler der Form

$$u_v(k) = c_2 u_{vr}(k) = c_2 (f_6 s(k) + f_7 s_G(k) + f_8 v_G(k)) \quad (5.90)$$

umgeschaltet. Die Konstanten  $f_6$  bis  $f_8$  werden durch die Lösung der Riccati-Gleichung [28] ermittelt, wodurch das quadratische Gütefunktional unter Berücksichtigung der Gl. (3.36)

$$\begin{aligned} & \int_0^{\infty} (\underline{x}^T \underline{Q} \underline{x} + r u_v^2) dt'' = \\ & \int_0^{\infty} (q_1 s(t'')^2 + q_2 s_G(t'')^2 + q_3 v_G(t'')^2 + r u_v(t'')^2) dt'' \end{aligned} \quad (5.91)$$

minimiert wird. Dabei stellt  $\underline{Q}$  eine diagonale Matrix mit den Elementen  $q_1 \dots q_3$  dar. Die positiven Konstanten  $q_1$  bis  $q_3$  und  $r$  können frei gewählt werden.  $t'' = 0$  stellt den Zeitpunkt dar, zu dem die Umschaltung auf diesen Regler erfolgt. Mit

$$c_2 = u_{vb}(k_0)/u_{vr}(k_0), \quad (5.92)$$

wobei  $k_0$  den Abtastschritt darstellt, in dem die Umschaltung von dem Beschleunigungs- auf den in diesem Abschnitt beschriebenen Regler erfolgt, wird sichergestellt, daß die Umschaltung nicht sprunghaft ist.

Es bleibt nur noch, die Werte für  $f_1$  bis  $f_4$  zu berechnen.

### 5.3 Optimierung

Die Ausregelzeit  $t_A$ , die der Bremsregler mit Anfangsbedingungen  $s = s_B$ ,  $v = v_{\max}$  benötigt, um den Greifer zum Ziel zu bringen, d.h.  $|s_G(t_A)| < e_{SG}$  und  $|v_G(t_A)| < e_{VG}$ , soll minimiert werden. Um die Werte von  $f_1$  bis  $f_4$  zu berechnen, die zu einer möglichst kurzen Ausregelzeit führen, wird das "Hill Climbing"-Verfahren angewandt. Mit willkürlichen Werten von  $f_1$  bis  $f_4$  aber mit den in Abschnitt 5.2 festgelegten Vorzeichen wird die Bremsphase des Krans simuliert, um die Ausregelzeit zu berechnen. Mit kleinen Änderungen in den Werten von  $f_1$  bis  $f_4$  wird die Simulation wiederholt, bis keine Verbesserung der Ausregelzeit zu erreichen ist. Die einzelnen Aspekte des Verfahrens werden nachfolgend näher betrachtet.

#### 5.3.1 Anfangswerte

Je nach

- erforderlicher Positioniergenauigkeit,
- maximaler Beschleunigung und Geschwindigkeit der Katze,
- Anfangskatzgeschwindigkeit,
- Anfangspendelwinkel und
- Anfangswinkelgeschwindigkeit

ergeben sich unterschiedliche optimale Werte für  $f_1$  bis  $f_4$ . Die erforderliche Positioniergenauigkeit und die maximale Beschleunigung und Geschwindigkeit der Katze sind gewöhnlich für eine vorgegebene Anlage bekannt. Auf folgende Art wird sichergestellt, daß die Anfangsgeschwindigkeit der Katze den maximalen Wert  $v_{\max}$  erreicht:

Bei der Berechnung der optimalen Katzbeschleunigung  $b_{\text{opt1}}$  während der Hubphase werden anstatt der Gln. (5.53) und (5.54)

die Beziehungen

$$t_{R1} = t_H - t_1 - (x_{H1} - s_B) / v_{\max} \quad (5.93)$$

und

$$s_{R1} = s_B - s(t_1) \quad (5.94)$$

verwendet. Damit wird ein vorgerücktes Hindernis so vorge-  
täuscht, daß schon bei  $s = s_B$  die maximale Katzgeschwindigkeit  
erreicht wird. Um selbst bei unterschiedlichen Anfangspendel-  
winkel und Winkelgeschwindigkeit eine annähernd zeitoptimale  
Bremsung zu erreichen, wird der mögliche Bereich des Winkels  
und der Winkelgeschwindigkeit in Teilbereiche unterteilt, und  
das "Hill Climbing"-Verfahren für jeden Teilbereich wiederholt.  
Die dadurch berechneten Parametersätze werden in einer Tabelle  
hinterlegt. Im "on line"-Betrieb wird je nach Anfangspendel-  
winkel und Winkelgeschwindigkeit der passende Parametersatz  
aus der Tabelle geholt. Dies wird nachfolgend näher erläutert.

Durch Simulation mit Hilfe der Gln. (3.24) bis (3.28) wird der  
maximale Pendelwinkel  $\phi_{\max}$  ermittelt. Danach werden die Winkel

$$\phi_i = (2i/n - 1) \phi_{\max} \quad \text{mit } 0 \leq i \leq n \quad (5.95)$$

definiert, wodurch der Winkelbereich  $-\phi_{\max}$  bis  $\phi_{\max}$  in  $n+1$   
gleich große Teilbereiche unterteilt wird;  $n$  stellt eine gera-  
de Zahl dar. Die Lösung der Gl. (3.30) bei konstanter Geschwin-  
digkeit (d.h.  $b = 0$ ) liefert

$$\phi = c_3 \cos(\omega_0 t + \phi_c) \quad \text{und} \quad (5.96)$$

$$\omega = -\omega_0 c_3 \sin(\omega_0 t + \phi_c) \quad (5.97)$$

mit den Konstanten  $c_3$  und  $\phi_c$ . Die Kombination dieser beiden  
Beziehungen ergibt

$$\phi^2 + (\omega/\omega_0)^2 = c_3^2. \quad (5.98)$$

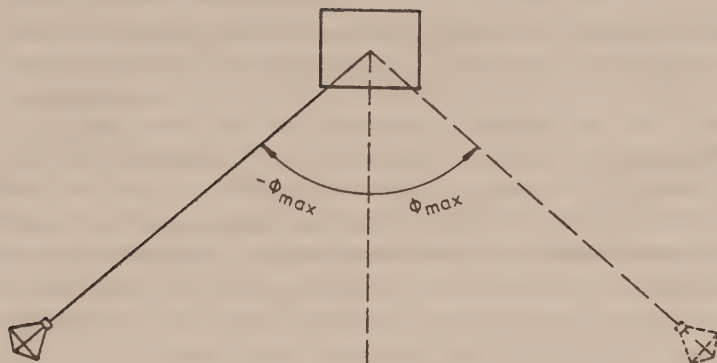
Wie im Bild 5.3 gezeigt, stellt  $c_3 = \phi_n = \phi_{\max}$  eine Pendelung von maximaler Stärke,  $c_3 = \phi_{n-1}$  eine etwas schwächere Pendelung, usw. dar. Es wird eine Pendelung betrachtet, bei der  $c_3 = \phi_j$  gilt, mit  $0 \leq j \leq n/2$ . Aus Gl. (5.95) läßt sich entnehmen, daß

$$\phi_{n-j} = (2(n-j)/n - 1)\phi_{\max} = -\phi_j \quad (5.99)$$

gilt. Bei dieser Pendelung nimmt der Winkel nacheinander die Werte  $\phi_K$ ,  $j \leq k \leq n-j$  an. Dementsprechend werden die Größen  $\omega_{jK}$  definiert, die unter Berücksichtigung der Gl. (5.98) aus der Beziehung

$$\omega_{jK}^2 = \omega_0^2 (\phi_j^2 - \phi_K^2)$$

berechnet werden. Damit wird der Bereich der möglichen Anfangswerte von  $\phi$  und  $\omega$  in Teilbereichen unterteilt. Jedem Paar  $(\phi_j, \omega_{jK})$  entsprechend wird ebenfalls der Parametersatz  $f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$  definiert, die nach der im nächsten Abschnitt beschriebenen Methode berechnet werden. Da die anderen Anfangsbedingungen konstant sind, werden für jedes Paar  $(\phi_j, \omega_{jK})$  und  $(\phi_j, -\omega_{jK})$ ,  $0 \leq j \leq n$ ,  $j \leq k \leq n-j$  mit Hilfe des "Hill Climbing" Verfahrens die optimalen Werte von  $f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$  ermittelt, mit denen der Bremsregler bei den entsprechenden Anfangsbedingungen in möglichst kurzer Zeit den Greifer zum Ziel bringt.



$$\begin{bmatrix} \phi_0 = -\phi_{max} \\ \omega_0 = 0 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \omega_1 = 0 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \phi_m = 0 \\ \omega_m = 0 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \phi_{n-1} \\ \omega_{n-1} = 0 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \phi_n = \phi_{max} \\ \omega_n = 0 \end{bmatrix}$$

Stärkste Pendelung (Amplitude  $\phi_{max}$ )

$$\begin{bmatrix} \phi_1 \\ \omega_1 = 0 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \phi_m = 0 \\ \omega_m = 0 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \phi_{n-1} \\ \omega_{n-1} = 0 \end{bmatrix}$$

Etwas schwächere Pendelung (Amplitude  $\phi_{n-1}$ )

⋮

$$\begin{bmatrix} \phi_m = 0 \\ \omega_m = 0 \end{bmatrix}$$

Schwächste Pendelung (Amplitude 0)

Bild 5.3: Aufteilung des Bereichs der möglichen Anfangswerte von Pendelwinkel  $\phi$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ .

### 5.3.2 Ermittlung der optimalen Werte der Parameter

$f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$

---

Mit Hilfe der Gln. (3.24) bis (3.28) und (5.79), (5.88) und (5.90), willkürlichen Werten von  $f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$  und den Anfangsbedingungen wie im Abschnitt 5.3.1 besprochen, wird die Bremsphase des Krans simuliert. Dabei wird die Simulationszeit  $t_M$  ermittelt, die mit dem Wert 0 beginnt und nach jedem Zyklus um  $T$  Sekunden erhöht wird. Beendet wird die Simulation, wenn

- Katzposition, Greiferposition, Katzgeschwindigkeit und Greifergeschwindigkeit sich alle innerhalb der jeweiligen Toleranzen  $e_S$ ,  $e_{SG}$ ,  $e_v$  bzw.  $e_{VG}$  befinden, wobei  $e_{VG}$  den maximal zulässigen Wert am Ziel von  $v_G$  darstellt. In diesem Fall wird der Parametersatz als annehmbar bezeichnet.
- die Sicherheitsbedingungen nach Gln. (2.5) bzw. (2.6) nicht eingehalten werden, oder
- die Simulationszeit den Wert  $-5s_{B/v_{max}}$  übersteigt.

Anschließend wird die Größe

$$D = |s(t_E)/e_S| + |s_G(t_E)/e_{SG}| + |v_G(t_E)/e_{VG}| \quad (5.100)$$

berechnet, die ein Maß dafür ist, wie gut oder schlecht der Regler mit diesem Parametersatz arbeitet: Umso höher der Wert von  $D$ , desto schlechter ist die Regelung. Dabei stellt  $t_E$  den Wert von  $t_M$  zu dem Zeitpunkt dar, zu dem die Simulation beendet wird.

Mit diesem Parametersatz als Basis werden danach in allen Kombinationen die einzelnen Parameter entweder konstant gehalten oder um 10 % erhöht oder erniedrigt und die Simulation wiederholt, bis ein Parametersatz gefunden wird, der besser ist. Ein Parametersatz B wird besser als Parametersatz A betrachtet, wenn

- Parametersatz B annehmbar ist und Parametersatz A nicht, oder
- beide annehmbar sind, und die Ausregelzeit  $t_A$  bei Parametersatz B kürzer ist, oder
- beide die gleiche Ausregelzeit haben und annehmbar sind, und der D-Wert von Parametersatz B kleiner ist als der von Parametersatz A.

Das Verfahren wird dann wiederholt mit dem besseren Parametersatz als Basis, bis keine Verbesserung mehr zu erreichen ist. Danach wird das ganze Verfahren wiederholt mit 5 anstatt 10 % Parameteränderung. Die auf diese Art ermittelten optimalen Werte von  $f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$  werden in einer Tabelle gespeichert und für den "on line"-Betrieb bereitgehalten.

#### 5.4 On-line Betrieb

Damit der Greifer so schnell wie möglich zum Ziel gebracht und dort ruhig gehalten wird, wird nach der Methode von Abschnitt 5.1 der Greifer gehoben und die Katze beschleunigt. Dabei werden alle T Sekunden die Werte von  $\phi$  und  $\omega$  mit Hilfe der Gln. (3.26) und (3.28) berechnet. Hierbei muß allerdings angenommen werden, daß zu Beginn der Fahrt (d.h.  $k \leq 0$ ) die beiden Größen  $\phi$  und  $\omega$  Null sind.  $t_B$  stellt den frühesten Zeitpunkt dar, zu dem

$$s(t_B) \geq s_B \quad (5.101)$$

gilt. Der Wert  $\phi_j$  wird als derjenige ermittelt, der von den Werten  $\phi_o$  bis  $\phi_n$  dem Wert  $\phi(t_B)$  am nächsten liegt, und analog auch der Wert  $\omega_{jK}$ , der von den Werten  $\omega_{jo}$  bis  $\omega_{jn-j}$  dem Wert  $\omega(t_B)$  am nächsten kommt. Der entsprechende Parametersatz  $f_{1jK}$  bis  $f_{4jK}$  wird aus der Tabelle geholt und zusammen mit den Gln. (5.79), (5.88) und (5.90) benutzt, bis sich Katzposition, Greiferposition, Katzgeschwindigkeit und Greifergeschwindigkeit alle innerhalb der vorgegebenen Toleranzgrenzen befinden.

## 6. Kransimulator

Der Einsatz von Simulatoren in der Bedienpersonalausbildung ist geläufig [29]. Dies wäre auch im Kranbereich sinnvoll, weil eine Ausbildung unmittelbar am Kran die folgenden Nachteile aufweist:

- Kosten: Die gesamte Motorleistung am Kran kann im Megawattbereich liegen, so daß die Betriebskosten sehr hoch sind,
- Zeit: Eine Faustregel besagt, daß ungefähr 500 Verladespiele notwendig sind, um die Kranführung ausreichend zu beherrschen [30],
- Mechanische Beanspruchung: Diese ist bei einem ungelernten Kranfahrer um ein Vielfaches höher als bei einem gelernten Kranfahrer [30],
- Gefahr: Fehlbedienung kann zu erheblichem Sachschaden führen.

Auch wenn auf eine Ausbildung direkt am Kran niemals verzichtet werden kann, ist es vorstellbar, daß eine Teilausbildung am Kransimulator zu einer beträchtlichen Verringerung der o.g. Nachteile führen könnte.

Das im Kapitel 3 entwickelte Kranmodell bildet den Kern eines Simulators, der eine Bild 6.1 entsprechende Hardware benötigt.

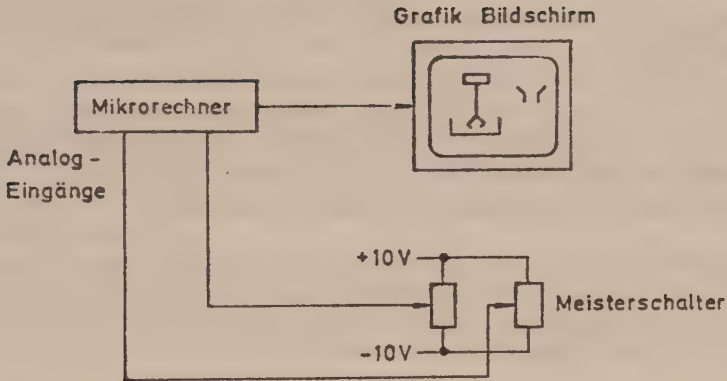


Bild 6.1: Hardware für den Kransimulator

Das System wurde in der Sprache PASCAL auf einem 8-bit Mikroprozessor mit 64K-Speicher entwickelt. Die Arbeitsweise wird nachfolgend kurz erläutert:

Die an den Analog-Eingängen eingekoppelten Spannungen werden normiert ( $10V \hat{=} v_{\max}$  bzw.  $u_{h\max}$ ) und alle T Sekunden dem Modell als Geschwindigkeitssollwerte  $u_v$  bzw.  $u_h$  zugeführt. Auch wird ein schnelles Grafiksystem benötigt. Da in Standard-PASCAL keine Befehle für die Grafik vorgesehen sind, mußte dieser Teil systemabhängig geschrieben werden. Folgende systemabhängige Befehle wurden benutzt:

- 1) Bildschirm löschen, und
- 2) Cursor auf einen angegebenen Bildpunkt (x,y) positionieren.

Es wurde angenommen, daß der Bildschirm als eine Matrix von NS Bildpunkten horizontal und NZ Bildpunkten vertikal betrachtet werden kann. Mit den o.g. Befehlen kann nach Löschen des Bildschirms mit einfachen Geraden die Katze, das Schiff, der Bunker und der Greifer gezeichnet werden. Dafür ist es zuerst

erforderlich, die Lage der einzelnen Teile auf dem Bildschirm festzulegen.

Mit (X,Y) wird die Position eines Punktes am Kran oder am Schiff bezogen auf den im Bild 3.1 dargestellten Nullpunkt des Koordinatensystems bezeichnet. Es gilt, die Koordinaten (x,y) des, diesem Punkt entsprechenden Bildpunkts festzulegen.

Wenn ganz links auf dem Bild die seeseitige Schiffswand, ganz rechts die landseitige Bunkerwand, ganz oben die obere Kante der Katze und ganz unten die untere Schiffskante dargestellt werden, ergibt sich

$$XE = (-SOKX + SB + BB/2)/NS \text{ und} \quad (6.1)$$

$$YE = (KH + HK - SHUK)/NZ, \quad (6.2)$$

mit

$XE \hat{=}$  die Entfernung, die der Abstand zwischen einem Bildpunkt und dem horizontal nächstgelegenen entspricht,

$YE \hat{=}$  die Entfernung, die der Abstand zwischen einem Bildpunkt und dem vertikal nächstgelegenen entspricht,

$SB \hat{=}$  Schiffsbreite,

$HK \hat{=}$  Höhe der Katze und

$SHUK \hat{=}$  Position der unteren Schiffskante auf der Y-Achse.

Der Eckpunkt links oben mit den Bildkoordinaten (0,0) entspricht der Position  $(X_c, Y_c) = (SOKX-SB, KH+HK)$ .

Daraus folgt

$$x = (X-X_c)/XE \text{ und} \quad (6.3)$$

$$y = (Y-Y_c)/YE. \quad (6.4)$$

Bei den beweglichen Objekten Katze und Greifer muß bei jeder Positionsänderung, die eine Veränderung des Bildes erfordert, erst das alte Bild des jeweiligen Objekts gelöscht werden.

Als Lernhilfe werden mittels Balkendiagramme rechts vom Schiff auf dem Bildschirm die vom "Kranfahrer" vorgegebenen Geschwindigkeitssollwerte den von dem Regler berechneten Sollwerten gegenübergestellt.

Aufgrund des hohen Rechenaufwands der Grafik, des Reglers und der Balkenanzeige wird für den Einsatz dieses Systems zur Kranführerausbildung ein schneller 16-bit Mikroprozessor mit getrenntem Grafikprozessor empfohlen.

## 7. Erprobung

Das in Kapitel 5 beschriebene System wurde auf einem 8-bit Mikrokomputer in der Sprache PASCAL programmiert. Dies gewährleistet die leichte Übertragbarkeit auf andere Rechner.

Das System konnte auf einem Greiferkran der Fa. HEW in Hamburg-Wedel erprobt werden. Zwecks Kompatibilität mit dem untergeordneten Steuer- und Regelsystem mußte es auf die programmierbare Steuerung S5-150S der Fa. Siemens AG übertragen werden, was eine manuelle Übersetzung in die Sprache STEP-5 erforderte.

Bei der Erprobung mußte sichergestellt werden, daß der Pendelwinkel  $\phi$  keinen Wert annimmt, der größer ist als der mittels der Methode 2 aus Kapitel 4 erreichte maximale Pendelwinkel. Dazu wurde während der Hubbewegung die Geschwindigkeit der Katze  $v$  so lange auf  $v_{\max}/2$  begrenzt, bis  $|\phi|$  nicht mehr steigt.

### 7.1 Krاندaten

Folgende Krандaten wurden festgestellt:

$v_{\max} = 3,67 \text{ m/s};$   
 $u_{h\max} = 2,33 \text{ m/s};$   
 $b_{\max} = 0,778 \text{ m/s}^2;$   
 $b_{h\max} = 0,9332 \text{ m/s}^2;$   
 $KH = 14 \text{ m};$   
 $SOKX = -15 \text{ m};$   
 $SOKY = -25 \text{ m};$   
 $GB = 3,2 \text{ m};$   
 $BB = 8 \text{ m};$   
 $GH = 5 \text{ m};$   
 $SICHERHEIT = 2 \text{ m}.$

Es wurde eine Zykluszeit von  $T = 0.1 \text{ s}$  gewählt.

## 7.2 Modellüberprüfung

Zunächst wurde die Übereinstimmung zwischen Modell und Kran überprüft. Der Kran wurde ohne Unterdrückung der Pendelbewegung von Hand gefahren. Dabei wurde das Modell mit den Istwerten für Katzposition, Pendellänge, Hub- und Katzgeschwindigkeit versorgt.

Bei ruckartiger Fahrweise trat ein beträchtlicher Phasenfehler zwischen der Greiferbewegung und der Nachbildung durch das Modell auf. Dagegen wurde festgestellt, daß bei einigermaßen gleichmäßiger Fahrweise das Modell die Bewegung des Greifers mindestens eine Minute lang gut nachbildet. Da an dem Kran die Position und Geschwindigkeit des Greifers nicht gemessen werden können, war ein quantitativer Vergleich unmöglich.

## 7.3 Automatikbetrieb

Die Bilder 7.1 bis 7.4 zeigen den Verlauf der wichtigen Größen für drei verschiedene Fälle:

Fall 1:  $s_0 = -31 \text{ m}$ ,  $l_0 = 29 \text{ m}$ , wobei  $s_0$  die Anfangskatzposition und  $l_0$  die Anfangspendellänge darstellen. Der Greifer legte die Strecke in 15 s zurück.

Mit den gleichen Anfangsbedingungen wurde der Kran mit der vorhandenen Steuerung gefahren, die nach der Methode 1 von Kapitel 4 arbeitet. Wie aus den Bildern 7.1 und 7.2 ersichtlich ist, brauchte der Greifer damit ungefähr 17 % länger bis er am Ziel war.

Fall 2:  $s_0 = -35 \text{ m}$ ,  $l_0 = 14 \text{ m}$ . In diesem Fall wurde ohne Hubbewegung gefahren. Wie aus Bild 7.3 ersichtlich ist, war der Greifer in 15 s am Ziel.

Wenn die Katze diese Strecke möglichst schnell ohne Rücksicht

auf Pendeldämpfung zurücklegen sollte, würde sie für die Beschleunigung und die Bremsung jeweils  $v_{\max}/b_{\max} = 4.72 \text{ s}$  und für die Fahrt auf maximale Geschwindigkeit dazwischen zusätzlich  $(s_0 - 2(v_{\max}^2/2b_{\max}))/v_{\max} = 4.81 \text{ s}$  brauchen, so daß sie in 14.25 s am Ziel wäre. Damit wird für die Pendeldämpfung lediglich der Bruchteil einer Sekunde geopfert, so daß das System mindestens annähernd zeitoptimal ist.

Fall 3: Hier wurde ein anderes, höheres Schiff simuliert, mit  $SOKY = -18 \text{ m}$ ,  $s_0 = -35 \text{ m}$ ,  $l_0 = 29 \text{ m}$ . Die Ergebnisse zeigt das Bild 7.4.

#### 7.4 Ermittlung der Seilkräfte an der Katze

Es wurde außerdem die Brauchbarkeit des Ankerstroms zur Pendelwinkelermittlung überprüft. Bei vielen bisherigen Lösungsansätzen wurden die Seilkräfte an der Katze als Meß- bzw. Regelgröße betrachtet. Nachfolgend wird gezeigt, wie man aus den Seilkräften an der Katze den Pendelwinkel  $\phi$  ermitteln könnte.

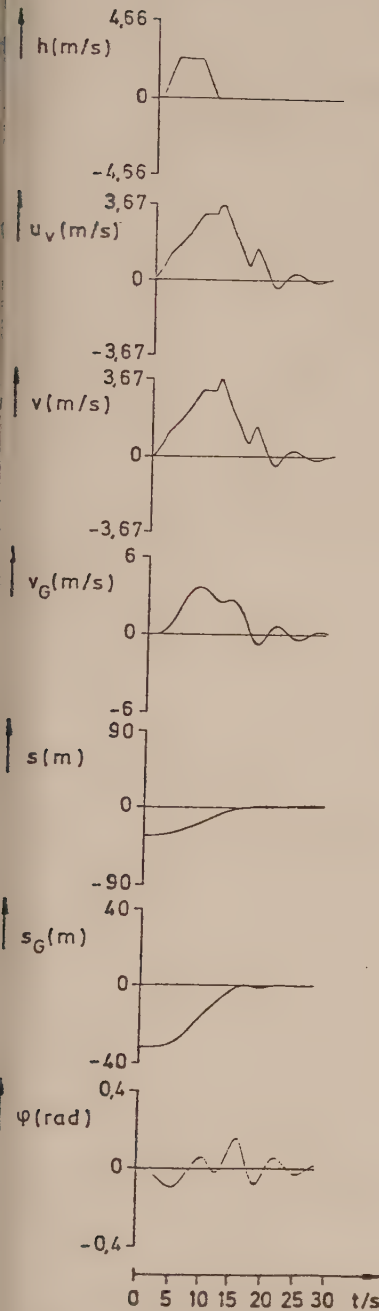


Bild 7.1: Fahrverhalten bei  $s_0 = -35\text{m}$ ,  $l_0 = 29\text{m}$  mit der neuen Steuerung

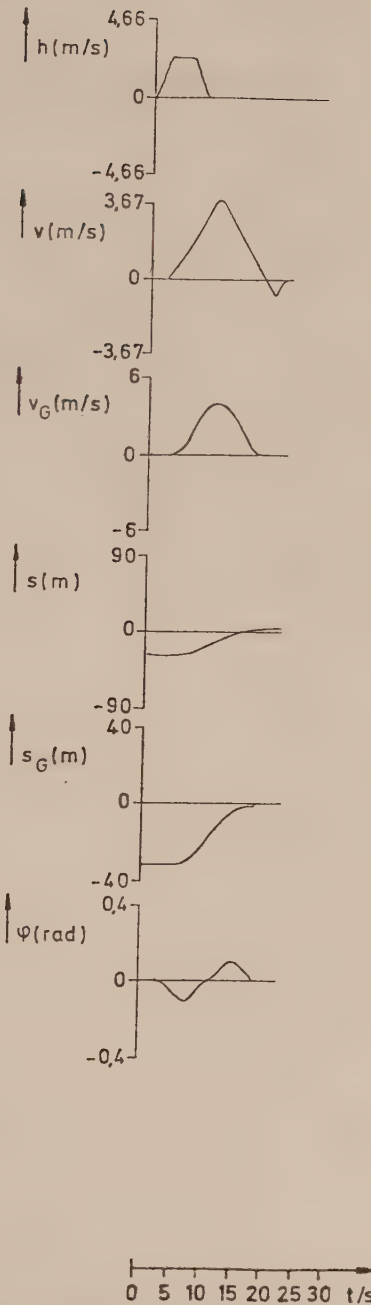


Bild 7.2: Fahrverhalten bei  $s_0 = -35\text{m}$ ,  $l_0 = 29\text{m}$  mit der vorhandenen Steuerung

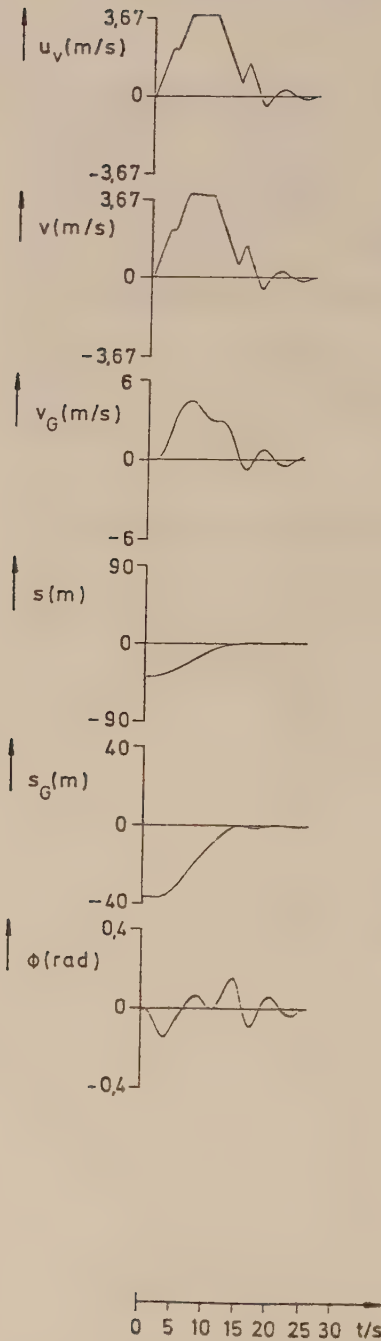


Bild 7.3: Fahrverhalten bei  $s_0 = -35m$ ,  $l_0 = 14m$

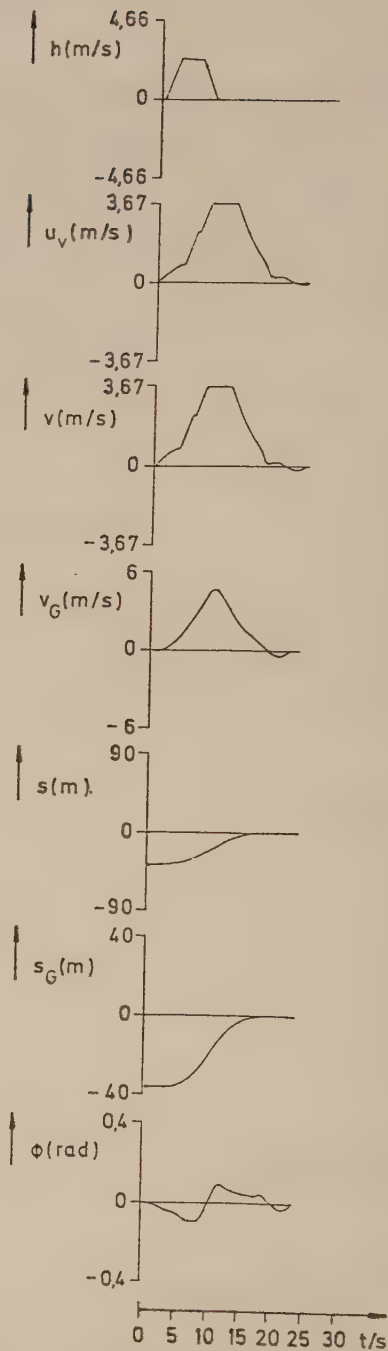


Bild 7.4: Fahrverhalten bei  $s_0 = -35m$ ,  $l_0 = 29m$ ,  $SOKY = -18m$

Wie aus Bild 7.5 entnommen werden kann, gelten folgende Kräftegleichungen:

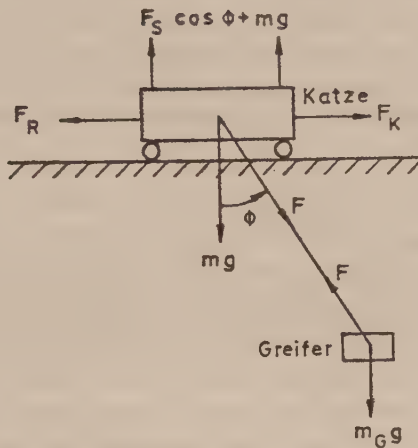


Bild 7.5.: Kräftegleichungen am Kran

a) für die Trägheitskraft

$$F \cos \phi = m_G g \quad (7.1)$$

b) für die Reibungskraft

$$F_R = \mu (F \cos \phi + mg) \quad (7.2)$$

c) für die Trägheitskraft der Katze

$$F_K + F \sin \phi = F_R + m \ddot{s}. \quad (7.3)$$

Gln. (3.3), (3.5) und (7.2) eingesetzt in Gl. (7.3) ergibt

$$\phi \approx (m\ddot{s} + \mu(F + mg) - F_K)/F, \quad (7.4)$$

mit

$\mu \triangleq$  Reibungskoeffizient;

$F_R \triangleq$  Reibungskraft;

$F_K \triangleq$  Seilkraft an der Katze.

Leider wird aber die Kraft direkt an der Katze nicht gemessen. Die Seilkraft an der Trommel ist bei konstantem Feldstrom dem Ankerstrom proportional, aber wegen der Seilschwingungen gilt dies nicht für die Seilkräfte an der Katze. Daher wurde untersucht, ob der Einfluß der Seilspannung herausgefiltert werden kann. Dazu wurde der Strom direkt gemessen und über zwei Filter aufgezeichnet, die einen sehr starken Tiefpaßcharakter hatten. Ihre Frequenzgänge und Sprungantworten sind im Bild 7.6 gezeigt. Wie daraus ersichtlich ist, liegt die -3dB Grenzfrequenz für Filter 1 bei 0,7 Hz und für Filter 2 bei 0,14 Hz. Bei einer Pendellänge von 14 m schwingt die Last mit einer Frequenz von  $1/(2\pi(1/g)) = 0,133$  Hz. Damit liegt die Grenzfrequenz des Filters 2 knapp über der höchsten Pendelfrequenz der Last. Mit einer fünffach höheren Eckfrequenz weist Filter 1 eine entsprechend niedrigere Totzeit auf.

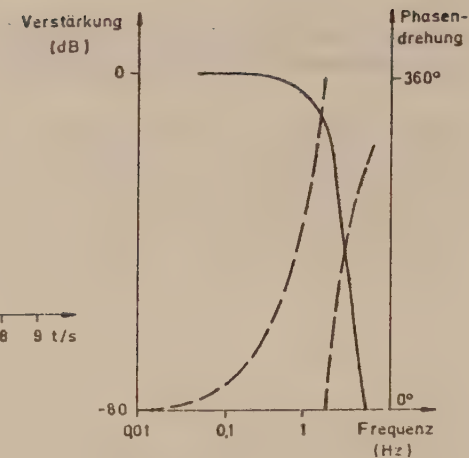
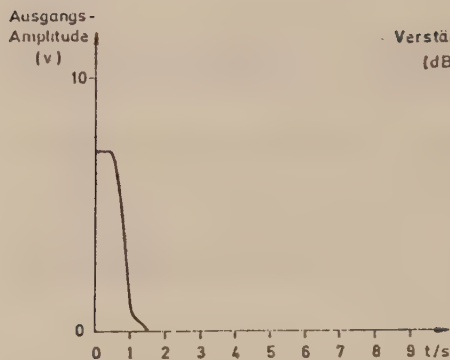
Bild 7.7 zeigt den Stromverlauf mit und ohne Filter und den vom Modell errechneten Winkel. Qualitativ läßt sich folgendes feststellen:

- Filter 1 reicht nicht, um den Einfluß der Seilspannungen auszufiltern;
- Bei der Ausgangsspannung von Filter 2 läßt sich dieser Einfluß nicht mehr feststellen;

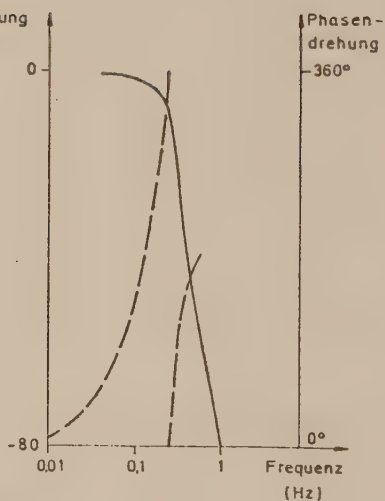
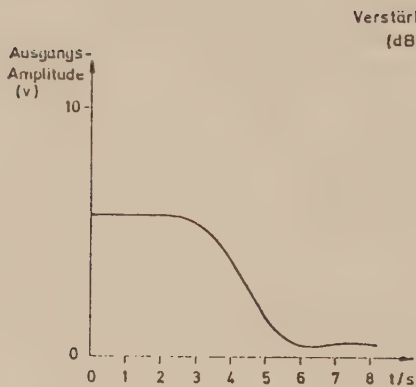
- Wegen der hohen Totzeit des Filters 2 ist dieses im geschlossenen Regelkreis kaum brauchbar.

Daraus läßt sich schließen, daß die Wahl der Seilkraft an der Katze als Regelgröße unzulässig ist. Wenn diese als Meßgröße betrachtet werden soll, muß sie direkt an der Katze gemessen werden, was wegen des damit verbundenen hohen mechanischen Aufwands und der erhöhten Störanfälligkeit meistens ausgeschlossen ist.

Es sei nebenbei bemerkt, daß Filter 2 sinnvoll eingesetzt werden könnte, um durch die Mittelwertbildung über eine Periode den Reibungskoeffizienten  $\mu$  und das Gewicht des Greifers und damit die Fördermenge zu ermitteln. Diese Aspekte gehören aber nicht in den Rahmen dieser Arbeit und wurden nicht weiter untersucht.

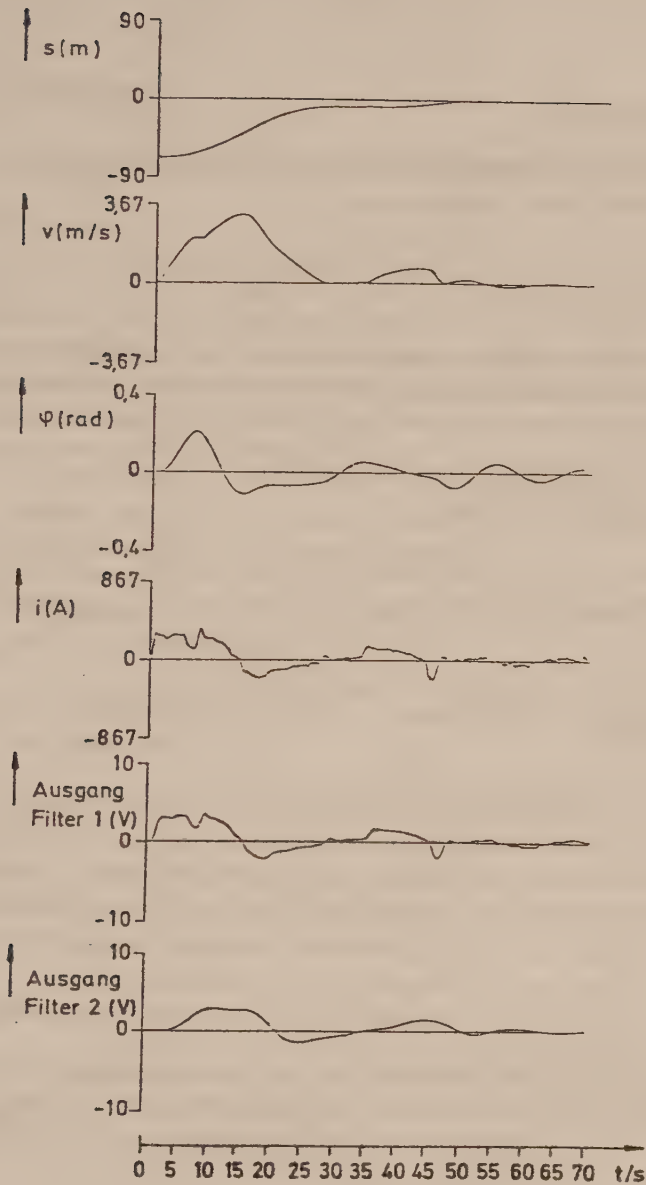


Filter 1



Filter 2

Bild 7.6: Sprungantworten und Frequenzgänge der angewandten Filter



**Bild 7.7:** Gefilterter und ungefilterter Ankerstrom des Katzantriebs bei einer typischen Fahrt.

## 8. Zusammenfassung

Bei der Kransteuerung müssen mehrere Nichtlinearitäten berücksichtigt werden. Diese ergeben sich

- aus den Modellgleichungen bei variabler Pendellänge, wie aus Gl. (3.19) ersichtlich,
- aus den Sicherheitsbestimmungen, wonach gewisse Kombinationen von Pendellänge und Katzposition unzulässig sind, s. Gln. (2.5) bis (2.8) und
- aus den antriebstechnischen Begrenzungen der Beschleunigungen und Geschwindigkeiten.

Erschwerend kommt hinzu, daß die Größen Lastposition und Lastgeschwindigkeit, die gerade geregelt werden sollen, nicht gemessen werden.

Gelöst wurde das Problem durch die Teilung des Fahrweges in die Abschnitte

- 1) Heben mit gleichzeitiger Beschleunigung und
- 2) Bremsen.

Hierbei wurde für den ersten Abschnitt das Euler-Lagrange Verfahren und für den zweiten Abschnitt das "Hill-Climbing"-Verfahren eingesetzt. Zur Abschätzung der Lastposition und Lastgeschwindigkeit wurde ein Modell im "on line"-Betrieb verwendet. Die Lösung eignet sich sowohl für den Mikrorechner als auch für freiprogrammierbare Steuerungen. Mit der Ergänzung einer Steuerung und Regelung für den Rückweg auf ähnlicher Basis wäre es für den industriellen Einsatz komplett.

## 8.1 Ergebnisse

Nachfolgend werden die wesentlichen Ergebnisse zusammengefaßt.

### Modell

Für den häufig auftretenden Fall, daß bei einem Kran der Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit nicht zuverlässig gemessen werden können, bzw. die Messung dieser Größen einen zu hohen mechanischen Aufwand verursachen würde, können diese mit Hilfe des im Kapitel 3 dargestellten einfachen mathematischen Modells unter den folgenden Voraussetzungen nachgebildet werden:

- die Last stellt eine kompakte Masse dar, so daß Windeinflüsse vernachlässigt werden können;
- die Fahrweise ist nicht ruckartig, so daß die Seilschwingungen niedrig sind, und
- die Anforderungen an der Positioniergenauigkeit am Ziel nicht sehr hoch sind.

Mit dem in der vorliegenden Arbeit dargestellten Regler für einen Greiferkran werden diese Bedingungen erfüllt. Die Brauchbarkeit dieses Verfahrens zur Nachbildung des Pendelwinkels und der Winkelgeschwindigkeit wurde durch die praktische Erprobung an einem Industriekran bestätigt.

### Regler

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Regler brachte den Greifer bei der o.g. Erprobung deutlich schneller als herkömmliche Steuerungen und nahezu zeitoptimal zum Ziel.

## Seilkräfte

Bei den bisherigen Lösungsansätzen wurden meistens die Seilkräfte an der Katze als Meß- bzw. Regelgrößen betrachtet. Die Messungen der Ankerströme während der o.g. Erprobung zeigte, daß diese Betrachtungsweise als fragwürdig anzusehen ist. Als Regelgröße kann die Seilkraft an der Katze bei Seilzugkatzen mit langen Seilen nicht betrachtet werden, und als Meßgröße auch nur, wenn die Messungen direkt an der Katze vorgenommen werden.

## 8.2 Vorschläge für weitere Forschung

Es zeigte sich bei den Versuchen, daß das angewandte einfache Kranmodell zwar für einen Greiferkran wegen der nicht sehr hohen Genauigkeitsanforderungen durchaus geeignet ist, aber bei Systemen mit höheren Anforderungen wohl ergänzt werden mußte. Daher werden abschließend noch folgende Vorschläge für weiterführende Untersuchungen gemacht:

- 1) Durch die Identifikation des Seilsystems könnte anhand des Drehmoments an den Seiltrommeln auf die Seilkräfte an der Katze geschlossen werden. Damit wäre eine genauere Nachbildung des Pendelwinkels und der Winkelgeschwindigkeit möglich.
- 2) Für eine höhere Positioniergenauigkeit wäre es insbesondere bei Lasten mit großen Abmessungen erforderlich, das System als Doppelpendel zu betrachten.
- 3) Es wäre sicherlich ebenfalls sinnvoll, die mechanische Beanspruchung des Krans [31] in die Optimierung einzubeziehen, so daß eine Lösung gefunden wird, die annähernd zeitoptimal ist und bei der die mechanische Beanspruchung möglichst niedrig gehalten wird.

## Literatur

- [ 1 ] Schiller, P. et al: Empfehlung für den Bau von Hafenkränen für See- und Binnenhäfen des Ausschusses für Hafenumschlaggeräte (Hebezeuge) der Hafenbautechnischen Gesellschaft e.V., Hamburg, 1978.
- [ 2 ] Hazlerigg, A.D.G.: Automatic Control of Crane Operations. 5th IFAC World Congress, Paris 1972, Paper 11.3.
- [ 3 ] Unbehauen, H.: Regelungstechnik II, Vieweg Verlag (1984).
- [ 4 ] Carbon, L.: Automatisierung von Greiferkranen. Siemens-Zeitschrift 49(1975), S. 93-98.
- [ 5 ] Alsop, G.F., Forster, G.A. and Holmes, F.R.: Ore unloader automation - A feasibility study. IFAC Symposium, Tokyo 1965, S. 295-305.
- [ 6 ] ASEA Industry and Electronics: Pendelsteuersystem. Broschyr A07-3009T, Västerås, Schweden (1986).
- [ 7 ] Axmann, A.: Automatisierte Entladung von Massengütern am Beispiel eines Erzhafens, Siemens Hebezeug Symposium - Kräne im Hüttenwerk, Erlangen 1980, S. 65-75.
- [ 8 ] Dodds, W.: Optimisation of an ore unloading system using the parameter sweep technique. Proc. AICA-Kongreß, Lausanne 1967, S. 476-481.
- [ 9 ] Anselmino, E. and Liebling, M.: Zeitoptimale Regelung der Bewegung einer hängenden Last zwischen zwei beliebigen Randpunkten. Proc. AICA-Kongreß, Lausanne 1967, S. 482-492.
- [ 10 ] Hippe, P.: Zeitoptimale Steuerung eines Erzentraders. Regelungstechnik und Prozessdatenverarbeitung 8 (1970), S. 346.-350.

- [ 11] Yamagishi, T.: Optimal control of load swing of crane. IFAC Symposium on "Control in power electronics and electrical drives", Düsseldorf 1974, vol. 2, S. 345-355.
- [ 12] Kuntze, H.B.: Zur Lösung des Syntheseproblems beim Entwurf einer zeitoptimalen Steuerung für ein schwingungsfähiges System vierter Ordnung. Zeitschrift für elektrische Informations- und Energietechnik, 4 (1974), S. 137-140.
- [ 13] Kuntze, H.B. und Strobel, H.: A contribution to adaptive time-optimal crane control, Proceedings of the 6th IFAC world congress, Boston, USA (1975), S. 4.5/1-8.
- [ 14] Dörrscheidt, F.: Anwendung des Entwurfs auf endliche Einstellzeit auf die Steuerung einer Verladebrücke. Regelungstechnik 9 (1976), S. 289-296.
- [ 15] Föllinger, O.: Entwurf zeitvarianter Systeme durch Polvorgabe, Regelungstechnik 6 (1978), S. 189-196.
- [ 16] Manson, G.A. und Zinober, A.S.I.: The time optimal and suboptimal control of an overhead crane with a velocity constraint, IEE conference on measurement and control in the handling and processing of materials, London (1978), S. 134-139.
- [ 17] Morishita, I. und Deguchi, K.: Microcomputer control of overhead travelling cranes for grab swing suppression at the goal position, IMEKO VIII, Moskau (1979), S. 829/5-12.
- [ 18] Hanselmann, H.: Steuerungsentwurf durch Abschwächung und Modifikation des Entwurfs auf endliche Einstellzeit, Regelungstechnik 2(1979), S. 59-64.

- [ 19] Zinober, A.S.I.: The self adaptive control of overhead crane operations, 5th IFAC symposium on identification and system parameter estimation, Darmstadt (1979), S. 1161-1167.
- [ 20] Schmidt, U.: Ein adaptiver Beobachter für einen Brückenkran, Regelungstechnik 9 (1980), S. 304-310.
- [ 21] Fukuda, T. und Mitsuoka, T.: Adaptive control of cranes, "Crane 80", 3rd colloquium on cranes, stacking machines and wire ropes, Budapest (1980).
- [ 22] Manson, G.A.: Time optimal control of an overhead crane model. Optimal control applications and methods, 3(1982), S. 115-120.
- [ 23] Karihaloo, B.L. und Parbery, R.D.: Optimal control of a dynamical system representing a gantry crane. Journal of optimisation theory and applications, 36.3 (1982), S. 409-417.
- [ 24] Ven, H.H. van de: Time optimal control of a crane. EUT Report 83-E-135, Eindhoven University of Technology (1983).
- [ 25] Auernig, J.: Einfache Steuerstrategien für Laufkatzenkräne zur Vermeidung des Lastpendelns im Zielpunkt. Fördern und Heben 36 (1986), S. 413-420.
- [ 26] Martensson, K.: New approaches to the numerical solution of optimal control problems, Report 7206, Lund Institute of Technology (1972), S. 187-226.
- [ 27] Sakawa, Y. und Shindo, Y.: Optimal control of container cranes, Proceedings of the IFAC Congress, Kyoto 4 (1980), S. IV37-42.

- [ 28] Unbehauen, H.: Regelungstechnik III, Vieweg Verlag (1985).
- [ 29] Schöne, A.: Simulation technischer Systeme, Carl Hanser Verlag, (1976).
- [ 30] Deutscher, O.: Der echtzeitsimulierte Bewegungs- und Beanspruchungsprozeß zur begründeten Bewertung von Kranfahr-  
antrieben und deren Steuerung oder Regelung, Siemens He-  
bezeug Symposium - Kräne im Hüttenwerk, Erlangen 1980,  
S. 5-29.
- [ 31] Neugebauer, R.: Gesamtheitliche Betrachtung elektrome-  
chanischer Kranantriebe, Stahl und Eisen, 11 (1981),  
S. 689-697.

Arun Mehta

LEBENS LAUF

|             |                                                                                                                            |
|-------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 14.09.1953  | geboren in Bombay als Sohn des Kanwal Krishan Mehta und seiner Frau Vimla Mehta geb. Bhagat.                               |
| 1958 - 1967 | Besuch von Schulen in Bombay.                                                                                              |
| 1967 - 1969 | Besuch der St. Columbas Schule in Neu Delhi.                                                                               |
| 1969        | Schulabschluß.                                                                                                             |
| 1970 - 1975 | Studium der Elektrotechnik am Indian Institute of Technology, Neu Delhi.                                                   |
| 1975        | Bachelor of Technology.                                                                                                    |
| 1975 - 1976 | Studium der Informatik an der State University of New York at Stony Brook.                                                 |
| 1976        | Master of Sciences.                                                                                                        |
| 1976 - 1979 | Informant bei Siemens AG im Bereich der Walzwerktechnologie.                                                               |
| 1979-       | Projektingenieur bei Siemens India Ltd.                                                                                    |
| 1982 - 1986 | Stipendiat der Friedrich-Ebert-Stiftung am Lehrstuhl für Elektrische Steuerung und Regelung an der Ruhr-Universität Bochum |
| gegenwärtig | Geschäftsführer, Firma Indata, Neu Delhi.                                                                                  |



